



МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
Брянский государственный технический университет

## ИННОВАЦИОННОЕ РАЗВИТИЕ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНОЙ ТЕХНИКИ

Материалы  
Всероссийской научно-практической конференции  
26–27 мая 2022 года  
г. Брянск

Брянск - 2022

УДК 621.86/.87, 62-51  
ББК 39.91/39.95  
И66

Редакционная коллегия  
К.А. Гончаров (ответственный редактор),  
И.А. Денисов (ответственный секретарь),  
А.А. Реутов (член редколлегии)

**Инновационное развитие подъемно-транспортной техники:** материалы Всерос. науч.-практ. конф. (26–27 мая 2022 года, г. Брянск) / под ред. К.А. Гончарова. – Брянск: БГТУ, 2022. – 212 с.

**ISBN 978-5-907627-13-0**

Представлены материалы Всероссийской научно-практической конференции, отражающие результаты исследований в области проектирования, производства, эксплуатации подъемно-транспортных, строительных, дорожных машин.

Предназначены для инженерно-технических работников промышленных предприятий, а также могут быть полезны для обучающихся по программам аспирантуры, магистратуры и специалитета.

Материалы конференции публикуются в авторской редакции.

**ISBN 978-5-907627-13-0**

УДК 621.86/.87, 62-51  
ББК 39.91/39.95

© Брянский государственный  
технический университет, 2022

## СОДЕРЖАНИЕ

<b>Анцев В.Ю., Трушин Н.Н.</b> О СУММИРОВАНИИ ДВИЖЕНИЙ ТУРБИН В ДВУХТУРБИННОМ ГИДРОТРАНСФОРМАТОРЕ .....	5
<b>Невзорова Е.В., Кузнецов М.А., Иванов Н.Д.</b> ИССЛЕДОВАНИЕ ФРИКЦИОННЫХ СВОЙСТВ КЛЕЩЕВОГО СИММЕТРИЧНОГО ЗАХВАТА .....	12
<b>Ермакова Д.А., Михальцов А.И.</b> ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА ДЛЯ ТРАНСПОРТИРОВКИ КАМЕННОГО КУСКОВОГО УГЛЯ.....	18
<b>Хренов М.А., Земсков А.В.</b> СИСТЕМА АВТОМАТИЧЕСКОЙ ДЕФЕКТАЦИИ КОНСТРУКЦИЙ НАЗЕМНЫХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СРЕДСТВ С ПРИМЕНЕНИЕМ НЕЙРОННОЙ СЕТИ .....	21
<b>Бабий А.С., Гришин А.В.</b> КОНСТРУКЦИИ ПРИВОДОВ СОВРЕМЕННЫХ ЭКСКАЛАТОРОВ, ВЫПУСКАЕМЫХ ОТЕЧЕСТВЕННОЙ И ЗАРУБЕЖНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТЬЮ .....	28
<b>Денисов И.А.</b> ПРИМЕНЕНИЕ ТЕПЛОВИЗИОННОЙ ДИАГНОСТИКИ ПРИ ОЦЕНКЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ МАШИН И СООРУЖЕНИЙ.....	35
<b>Гришко Г.С.</b> ОЦЕНКА ЦИКЛИЧНОСТИ РАЗВИТИЯ СТРОИТЕЛЬНО-ДОРОЖНОЙ ТЕХНИКИ НА ОСНОВЕ ПАТЕНТНОЙ ИНФОРМАЦИИ.....	42
<b>Дульгер Н.В.</b> ЦИФРОВАЯ МОДЕЛЬ ПУЛЬСИРУЮЩЕГО ВЕТРА.....	49
<b>Ерёмин И.В., Емелин В.И.</b> СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ЭКСТРУДЕРА .....	61
<b>Конохов Д.В., Зуева Е.П.</b> СПЕЦИФИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПЛАСТИНЧАТОГО КОНВЕЙЕРА ДЛЯ ТРАНСПОРТИРОВКИ ШТУЧНОГО ГРУЗА НА ПРИМЕРЕ ТАРЫ.....	70
<b>Сильванович В.К., Зуева Е.П.</b> ТИПОВЫЕ ДЕФЕКТЫ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ МОСТОВЫХ КРАНОВ .....	75
<b>Лагерев И.А., Химич А.В.</b> МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ КАНАТНОЙ МАШИНЫ ДЛЯ ЛЕСОЗАГОТОВКИ.....	80
<b>Кузенков А.И.</b> ПРОВЕРКА АКТУАЛЬНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ КРИТЕРИЯ МОИСЕЕВА-РОЗЕНБЕРГА ДЛЯ ЭКСПРЕС-ОЦЕНКИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ КОНСТРУКЦИЙ РЕДУКТОРОВ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ.....	85
УСТАЛОСТНЫЙ РАСЧЕТ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН. 90	
<b>Лукашук О.А., Швецов В.В.</b> УСТАЛОСТНЫЙ РАСЧЕТ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН .....	90
<b>Скосарев Г.С.</b> АНАЛИЗ КАЧЕСТВА ПОВЕРХНОСТИ ДЕТАЛЕЙ, ПОЛУЧЕННЫХ МЕТОДАМИ 3D ПЕЧАТИ.....	96
<b>Скосарев Г.С., Голубева Н.Д., Польшин А.А., Лямина С.А.</b> СПОСОБЫ ПОСТОБРАБОТКИ АДДИТИВНО ИЗГОТОВЛЕННЫХ ИЗДЕЛИЙ.....	99

<b>Скосарев Г.С., Польшин А.А., Голубева Н.Д., Рязанцев В.Г.</b> УПЛОТНЕНИЕ СРЕДСТВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ВИБРАЦИОННОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ.....	103
<b>Мандровский К.П., Садовникова Я.С.</b> ПРОГРАММНЫЙ ПРОДУКТ КАК ИНСТРУМЕНТ МОДЕЛИРОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ФАКТОРОВ НА КАЧЕСТВО ПРОТИВОГОЛОЛЁДНОЙ ОБРАБОТКИ .....	107
<b>Шалабай А.С.</b> РАЗРАБОТКА ЦЕПИ БЕЗОПАСНОСТИ РОБОТИЗИРОВАННОЙ ЯЧЕЙКИ ДЛЯ НАНЕСЕНИЯ ГЕРМЕТИКА НА СВАРНЫЕ ШВЫ.....	117
<b>Поляков П.А.</b> ОБЗОР ОТЕЧЕСТВЕННЫХ КОМПАНИЙ ПО ВЫПУСКУ СТРОИТЕЛЬНЫХ 3D ПРИНТЕРОВ И ИХ ПРОДУКЦИИ.....	126
<b>Сильванович В.К., Андросенко Д.С.</b> МОДЕЛИРОВАНИЕ УПРАВЛЯЕМОГО ДВИЖЕНИЯ РАСКЛАДНОГО МОСТА .....	132
<b>Синельщиков А.В.</b> РАСЧЕТНО-ДИНАМИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ КРАНОВ ДЛЯ ЦЕЛЕЙ ОБОСНОВАНИЯ ИХ СЕЙСМОСТОЙКОСТИ .....	140
<b>Синельщиков А.В., Панасенко Н.Н.</b> ВЫПОЛНЕНИЕ НОРМАТИВНЫХ ТРЕБОВАНИЙ ПРИ РАСЧЕТНОМ ОБОСНОВАНИИ СЕЙСМОСТОЙКОСТИ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ КРАНОВ .....	154
<b>Синельщиков А.В., Панасенко Н.Н.</b> НОРМАТИВНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ БАЗА ОБЕСПЕЧЕНИЯ СЕЙСМОСТОЙКОСТИ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ КРАНОВ .....	167
НА ОБЪЕКТАХ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ АТОМНОЙ ЭНЕРГИИ.....	167
<b>Горелова М.В., Сладкова Л.А.</b> ПРИБОРЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ БЕЗОПАСНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ СТРЕЛОВЫХ САМОХОДНЫХ КРАНОВ.....	181
<b>Григорьев П.А.</b> ВЛИЯНИЕ ЛИПКОСТИ ГРУНТА НА ПРОЦЕСС РЕЗАНИЯ ГРУНТА РАБОЧИМИ ОРГАНАМИ КОВШОВОГО ТИПА .....	186
<b>Фомин Н.А., Ильенко А.А.</b> МЕТОДИКА РАСЧЁТА ТАКЕЛАЖНОЙ КОНСТРУКЦИИ.....	191
<b>Химич А.В.</b> ОСОБЕННОСТИ МЕХАНИЗИРОВАННОЙ ЛЕСОЗАГОТОВКИ НА СКЛОНАХ.....	199
<b>Хлопков В.П.</b> СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЙ КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ КАЧЕНИЯ СУХИХ И ВЛАЖНЫХ ОБРАЗЦОВ ДЕРЕВЯННЫХ ПОДДОНОВ ПО МЕТАЛЛИЧЕСКИМ РОЛИКАМ.....	205

УДК 621.226.5

## О СУММИРОВАНИИ ДВИЖЕНИЙ ТУРБИН В ДВУХТУРБИННОМ ГИДРОТРАНСФОРМАТОРЕ

Анцев В.Ю., доктор технических наук, профессор  
Трушин Н.Н., доктор технических наук, профессор  
Тульский государственный университет  
trushin@tsu.tula.ru

Рассматривается принципиальная кинематическая схема гидромеханической передачи, содержащей гидродинамический трансформатор с двумя турбинами осевого и центробежного типа. Предлагаемое схемотехническое решение направлено на улучшение преобразующих свойств и расширение эксплуатационных возможностей гидромеханических передач для тяжелых самоходных машин различного назначения.

Гидромеханические передачи (ГМП), оснащенные двухтурбинными гидротрансформаторами, в настоящее время не являются широко используемыми устройствами в трансмиссиях самоходных транспортных и технологических машин. Гораздо более широко используются одноступенчатые (однотурбинные) гидротрансформаторы. Это объясняется относительной сложностью двухтурбинных гидротрансформаторов по сравнению с традиционными однотурбинными конструкциями. В то же время двухтурбинные гидротрансформаторы обладают некоторыми позитивными свойствами.

В двухтурбинных гидротрансформаторах две турбины вращаются с разными угловыми скоростями, а суммирование движений от них осуществляется с помощью зубчатых передач планетарного или непланетарного типа [1, 2]. Различные угловые скорости турбин и суммирующие зубчатые передачи предоставляют более широкие возможности по оптимизации свойств многотурбинных гидротрансформаторов по сравнению с многоступенчатыми гидротрансформаторами, в которых две или три турбины одновременно соединены с выходным валом и вращаются с одинаковыми угловыми скоростями. При этом двухтурбинные гидротрансформаторы обладают более высокими преобразующими свойствами относительно традиционных однотурбинных гидротрансформаторов: максимальные значения коэффициента трансформации для многотурбинных гидротрансформаторов достигают  $K=4,5-6$  и более [3, 4].

Начало разработки многоступенчатых и многотурбинных гидротрансформаторов было обусловлено стремлением увеличить коэффициент трансформации. Это достигается путем использования в конструкции гидротрансформатора двух или трех турбин разных типов, поскольку тип турбины гидротрансформатора оказывает существенное влияние на его свойства [2]. Так, турбина центробежного типа показывает наилучшие свойства в диапазоне малых передаточных отношений ( $i=0-0,3$ ), турбина осевого типа – в зоне средних передаточных отношений ( $i=0,3-0,6$ ), а турбина центробежного типа – в диапазоне высоких передаточных отношений и на режиме гидромукты ( $i>0,6$ ). Поэтому, используя в одном гидротрансформаторе две или три турбины разных типов, можно улучшить его преобразующие свойства.

Двухтурбинными и трехтурбинными гидротрансформаторами были оснащены некоторые ГМП компаний General Motors и Allison Transmission [4, 5]. Двухтурбинные гидротрансформаторы типа Dynaflo Tween Turbine и трехтурбинные гидротрансформаторы типа Turboglide (1953-1962 гг.) с планетарными суммирующими передачами не стали популярными в автомобилестроении. Двухтурбинные гидротрансформаторы с непланетарными суммирующими передачами оказались более востребованными в трансмиссиях тяжелых самоходных машин. Двухтурбинные гидротрансформаторы также были сконструированы в СССР, ЧССР и КНР. В СССР двухтурбинными гидротрансформаторами оснащались ковшовые погрузочно-доставочные машины ПД-8 и ПД-12 грузоподъемностью 8 и 12 тонн соответственно [6]. В ЧССР изготавливалась ГМП типа МТ40, оснащенная двухтурбинным гидротрансформатором типа GM-Drive с  $K=5,8$  [7]. В настоящее время китайская компания XCMG (<http://en.xcmg.com/en-ap/>) поставляет на российский рынок ковшовые фронтальные погрузчики LW420F, ZL50 и ZL60 грузоподъемностью 4, 5 и 6 тонн соответственно, также оснащенные двухтурбинными гидротрансформаторами (патенты КНР №№ 103557253, 105443714, 202056274 и др.). При этом патентные исследования показали, что за последние 20 лет в КНР были выданы порядка 30 патентов на изобретения и полезные модели в области конструкций двухтурбинных гидротрансформаторов и ГМП на их основе.

Двухтурбинные гидротрансформаторы от компаний General Motors и Allison Transmission имеют следующую схему расположения

рабочих колес в круге циркуляции рабочей жидкости: Насос-Турбина1-Турбина2-Реактор-Насос. Реактор между турбинами отсутствует, что несколько упрощает конструкцию гидротрансформатора.

На рис. 1 приведена кинематическая схема ГМП с двухтурбинным гидротрансформатором, приведенная в патенте США № 3256751 и которая стала прототипом для последующего проектирования. На рис. 2 приведен график изменения вращающих моментов на турбинах гидротрансформатора. Горизонтальная ось графика – это ось изменения передаточного отношения гидротрансформатора (Speed Ratio), вертикальная ось – ось изменения коэффициента трансформации гидротрансформатора (Torque Ratio). Линия ТТ1 показывает изменение момента на первой турбине осевого типа, а линия ТТ2 показывает изменение момента на второй турбине центростремительного типа. Линия Т0 – это суммарный момент от двух турбин. Аналогичный график приведен также в более раннем патенте США № 2782659.

Отсутствие реактора между турбинами обусловило характерную особенность такого двухтурбинного гидротрансформатора, которая состоит в том, что при последовательном расположении в круге циркуляции двух турбин в процессе увеличения передаточного отношения гидротрансформатора от 0 до величины порядка 0,4-0,6 на второй турбине возникает отрицательный вращающий момент. При этом угловые скорости и вращающие моменты на насосе и первой турбине являются положительными. При дальнейшем увеличении передаточного отношения гидротрансформатора вращающий момент на второй турбине становится положительным. Данный эффект раскрыт в описаниях к патентам США №№ 2782659 и 3256751. Чтобы преодолеть указанный негативный эффект, который уменьшает величину момента на выходном валу, вторая турбина отключается от выходного вала при помощи какой-либо муфты, например, муфты свободного хода. Это сделано в ГМП по патенту США № 3256751, патенту ЧССР № 218782, а.с. СССР № 887850 и других аналогичных. В результате такого решения в диапазоне малых передаточных отношений момент на выходной вал ГМП передается только от первой турбины через соответствующую ей механическую передачу.

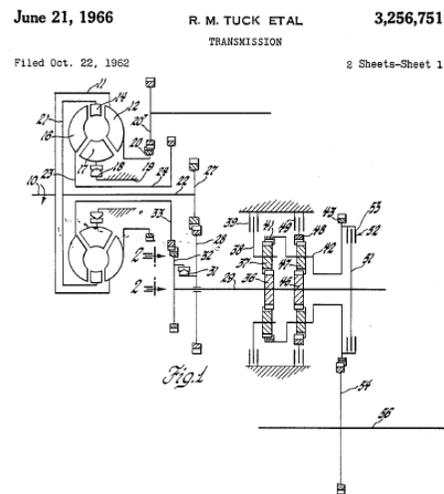


Рис 1. Кинематическая схема ГМП с двухтурбинным гидротрансформатором по патенту США № 3256751

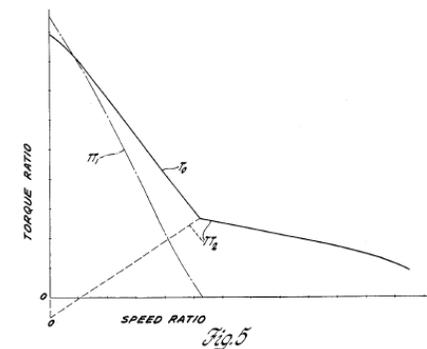


Рис. 2. График изменения моментов на турбинах гидротрансформатора по патенту США № 3256751

Аналитическое исследование свойств различных ГМП с многотурбинными гидротрансформаторами с точки зрения методологии оптимального проектирования машин [8] позволило спроектировать принципиальную кинематическую схему гидропередачи, оснащенной двухтурбинным гидротрансформатором с увеличенным коэффициентом трансформации. На рис. 3 представлена принципиальная кинематическая схема ГМП с регулируемым двухтурбинным гидротрансформатором, защищенная патентом РФ № 2740971 (2020 г.). Представленный вариант ГМП содержит также зубчатые передачи внешнего зацепления непланетарного (вального) типа и фрикционные сцепные муфты в качестве элементов управления. Гидротрансформатор комплексного типа может быть выполнен с одним или двумя реакторами.

Элементы ГМП смонтированы в корпусе 1. ГМП содержит двухтурбинный гидротрансформатор 2, который имеет насосное колесо 3 центробежного типа, соединенное с входным валом 4, первое турбинное колесо 5 осевого типа, соединенное с промежуточным валом 6, второе турбинное колесо 7 центростремительного типа, соединенное с промежуточным валом 8. Промежуточный вал 6 через муфты 9 соединяется с выходным валом 10 посредством механической

передачи с положительным передаточным отношением, состоящей из зубчатых колес 11 и 12. Промежуточный вал 8 посредством муфты 13 соединяется с выходным валом 10 через механическую передачу с отрицательным передаточным отношением, которую образуют зубчатые колеса 14, 15, и 16. Также промежуточный вал 8 посредством муфты 17 соединяется с выходным валом 11 через механическую передачу с положительным передаточным отношением, которую образуют зубчатые колеса 18 и 19. Будем считать, что передачи 11-12 и 18-19 имеют положительное передаточное отношение, а передача 14-15-16 – отрицательное передаточное отношение.

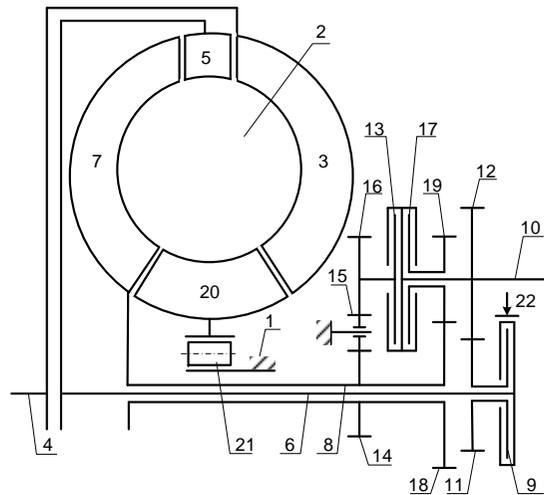


Рис. 3. Принципиальная кинематическая схема усовершенствованной ГМП с двухтурбинным гидротрансформатором

Гидротрансформатор содержит также реактор 20, который с целью реализации режима гидромукты установлен на муфте свободного хода 21.

Работает ГМП следующим образом. Приводной двигатель через входной вал 4 приводит во вращение насосное колесо 3 гидротрансформатора 2, которое создает поток и напор рабочей жидкости. Рабочая жидкость последовательно поступает сначала в первое турбинное колесо 5 осевого типа, а затем во второе турбинное колесо 7 центробежного типа. Вращающий момент от первого турбинного колеса 5 через промежуточный вал 6 передается на ведомый вал 10 че-

рез включенную муфту 9 и механическую передачу, содержащую зубчатые колеса 11 и 12. Вращающий момент от второго турбинного колеса 7 через промежуточный вал 8 может передаваться на выходной вал 10 двумя путями. В первом случае, когда на первом турбинном колесе 7 возникает отрицательный вращающий момент, включается муфта 13, которая включает в работу механическую передачу с зубчатыми колесами 14, 15, 16. Муфта 17 в этом случае выключена. Во втором случае, когда по мере увеличения передаточного отношения гидротрансформатора вращающий момент на втором турбинном колесе 7 становится положительным, муфта 13 выключается, а муфта 17 включается, и вращение на выходной вал передается через механическую передачу, содержащую зубчатые колеса 18 и 19. Абсолютные значения передаточных отношений передачи 14-15-16 и передачи 11-12 в общем случае подбираются таким образом, чтобы обеспечить оптимальные свойства ГМП в диапазонах малых и больших передаточных отношений.

В диапазоне больших передаточных отношений гидротрансформатора и на режиме гидромукты муфта 9 может выключаться, отсоединяя от выходного вала 10 первое турбинное колесо 5. Вращающий момент от насосного колеса 3 передается на выходной вал 10 только от второго турбинного колеса 7, зубчатые колеса 18 и 19 через включенную муфту 17. Муфта 13 при этом тоже выключена.

Кинематическая схема спроектированной ГМП позволяет получить дополнительные режимы работы: режим заднего хода и режим динамического тормоза-замедлителя. При помощи тормоза 22 при выключенных муфтах 9 и 13 можно осуществить остановку первой турбины 5 и реверсирование вращения второй турбины 7, для которого неподвижное турбинное колесо 5 играет роль реактора. Обратное движение передается на выходной вал 10 через включенную муфту 17. При попарном включении муфт 9-13 или 9-17 можно получить эффект гидродинамического торможения самоходной машины за счет разнонаправленных вращений рабочих колес в потоке рабочей жидкости.

Согласованное включение и выключение сцепных муфт 9, 13, 17, а также тормоза 22 обеспечивается при помощи системы управления ГМП. Одновременное включение муфт 13 и 17 как недопустимое предотвращается посредством соответствующего алгоритма работы системы управления ГМП.

Предлагаемая ГМП по сравнению с аналогичными решениями при прочих равных условиях обладает и более высоким максимальным значением коэффициента трансформации вращающего момента, и более широкими функциональными возможностями. В результате свойства данной ГМП лучше согласуются с работой приводного двигателя и различными условиями движения самоходной машины. Увеличение коэффициента трансформации ГМП по сравнению с прототипом оценивается на 20-30% в зависимости от свойств рабочих колес и передаточного числа реверсирующей передачи. Нагрузочную способность двухтурбинного гидротрансформатора за счет изменения его прозрачности дополнительно можно оперативно регулировать при использовании двух переключаемых реакторов, как это рассмотрено в [9]. Разработанная ГМП ориентируется для применения в трансмиссиях самоходных тяговых, транспортно-погрузочных и строительно-дорожных машин, а также железнодорожных машин, оснащенных двигателями внутреннего сгорания.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лapidус, В.И. Гидромеханические передачи автомобилей / В.И. Лapidус, А.В. Петров. – Москва : Машгиз, 1961. – 495 с. – Текст : непосредственный.
2. Мазалов, Н.Д. Гидромеханические коробки передач автомобилей / Н.Д. Мазалов, С.М. Трусов. – Москва : Машиностроение, 1971. – 296 с. – Текст : непосредственный.
3. Брацлавский, Х.Л. Гидродинамические передачи строительных и дорожных машин / Х.Л. Брацлавский. – Москва : Машиностроение, 1976. – 149 с. – Текст : непосредственный.
4. Петров, А.В. Планетарные и гидромеханические передачи колесных и гусеничных машин / А.В. Петров. – М.: Машиностроение, 1966. – 383 с. – Текст : непосредственный.
5. Нарбут, А.Н. Гидромеханические передачи автомобилей : Учебное пособие / А.Н. Нарбут. – Москва : ООО "Гринлайт+", 2010. – 192 с. – Текст : непосредственный.
6. Ковшовые погрузочно-транспортные машины / П.А. Корляков [и др.]. – Москва : Недра, 1980. – 200 с. – Текст : непосредственный.
7. Бим-Бад, Б.М. Автомобильные гидромеханические передачи ЧССР / Б.М. Бим-Бад // Автомобильная промышленность. – 1980. – № 7. – С. 30-31. – Текст : непосредственный.
8. Лагереv, И.А. Оптимальное проектирование подъемно-транспортных машин / И.А. Лагереv, А.В. Лагереv. – Брянск : Изд-во БГТУ, 2013. – 228 с. – Текст : непосредственный.
9. Antsev V.Y., Trushin N.N., Obozov A.A. Improving Automotive Torque Converter Quality // Proceedings of the 5th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2019). Vol. II. 2019. pp. 727-735. doi: 10.1007/978-3-030-22063-1\_78. – Текст : непосредственный.

*Материал поступил  
в редакцию 20.05.22*

УДК 621.86.061.3

## ИССЛЕДОВАНИЕ ФРИКЦИОННЫХ СВОЙСТВ КЛЕЩЕВОГО СИММЕТРИЧНОГО ЗАХВАТА

Невзорова Е.В., Кузнецов М.А., Иванов Н.Д.

Научный руководитель: Гнездилов С.Г.,  
кандидат технических наук, доцент

Московский государственный технический университет  
им. Н.Э. Баумана

[liza.n.v@mail.ru](mailto:liza.n.v@mail.ru), [matt\\_kuznetsov@mail.ru](mailto:matt_kuznetsov@mail.ru),  
[umbercant.oracle@gmail.com](mailto:umbercant.oracle@gmail.com), [gnezdilov@bmstu.ru](mailto:gnezdilov@bmstu.ru)

Приведены результаты исследования фрикционных свойств лабораторного клещевого симметричного захвата. Установлены факторы, отрицательно влияющие на работу такого захвата и предложены рекомендации по их устранению.

В рамках лабораторного практикума проводится исследование симметричного клещевого захвата (рис. 1), предназначенного для работы со штучными грузами, который удерживает груз за счет сил трения [1], образующихся на поверхностях контакта груза с башмаками, которые посредством применяемой рычажной системы сжимают его с обеих сторон.

Основу захвата (рис. 2), закрепленного на подвесе 2, составляет пара рычагов 1, соединенных друг с другом посредством тяги 4 и через груз 6. В конструкции имеется также пара раскосов 3, рабочая длина ОС которых может регулироваться, посредством чего может быть изменен угол  $\alpha$  (определяется по транспортиру 7), от величины которого зависит сила сжатия груза.

В лабораторном практикуме теоретически и экспериментально определяют минимальный угол  $\alpha$  (рис. 2), при котором груз едва удерживается в захвате. Установлено, что полученные разными группами данные существенно отличаются и имеют высокую погрешность. Первоначально делалось предположение: высокую погрешность создает трение в многочисленных шарнирах захвата, усилия в некоторых из которых достигают 400 Н (при массе груза — 7,2 кг и одного башмака — 0,3 кг). Данная версия проверена и показано [2], что трение в шарнирах не оказывает существенного влияния на результаты.



Рис. 1. Лабораторная установка

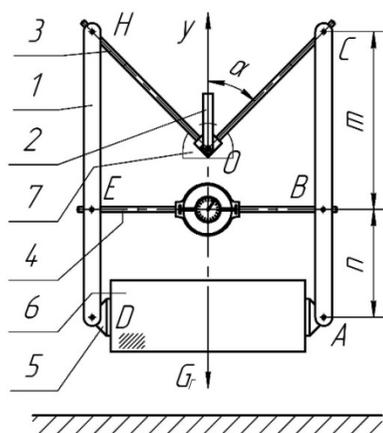


Рис. 2. Схема клещевого симметричного захвата

Поскольку трение в шарнирах захвата не оказывает существенного влияния на результаты, то на следующем этапе было сделано предположение, что расхождение в данных вызвано высокой погрешностью определения коэффициента трения покоя между башмаками и грузом.

Материалы башмаков и груза достоверно неизвестны, однако, судя по их плотности, башмаки выполнены из стали, а груз — из алюминиевого сплава. За время эксплуатации захвата, в результате периодически возникающего проскальзывания башмаков относительно груза под нагрузкой на контактирующих поверхностях образовались области с разной шероховатостью. На отдельных участках контактной поверхности груза заметны притертости и ориентированные вдоль направления проскальзывания башмаков царапины.

Опыт определения коэффициента трения покоя между рабочими поверхностями груза и башмаками производится следующим образом: рабочая поверхность груза выставляется горизонтально и на нее устанавливается башмак, производится плавный (без резких движений) наклон груза до момента, пока башмак не сместится с места; угол наклона груза вносится в протокол испытания, а данный опыт повторяется несколько раз. В качестве угла трения покоя принимается тангенс среднего значения полученных данных.

В результате проведения предварительных опытов по экспериментальному определению коэффициента трения покоя установлено, что при многократном повторении одного и того же опыта в тех же самых условиях получаются экспериментальные данные, которые отличаются друг от друга в широком диапазоне, а среднее значение рассчитанного по этим данным коэффициента существенно отличается от того, что было получено студентами, выполнявшими это исследование в прошлый раз.

В связи с непостоянством значения коэффициента трения между грузом и башмаками, от которого зависят многие характеристики клещевого симметричного захвата, было решено глубже исследовать данный вопрос. В качестве основного предположения о причине такого явления была выдвинута следующая версия: из-за отсутствия продолжительной очистки поверхностей трения на них образовался слой загрязнения, который и является причиной непостоянства коэффициента трения.

Для исследования данного вопроса было решено провести замеры коэффициента трения между рабочими поверхностями груза и башмаками для двух случаев: 1) до очистки рабочих поверхностей и 2) после очистки рабочих поверхностей.

Операция определения коэффициента трения покоя через опыт нахождения угла наклона груза, при котором башмак начинает перемещаться относительно груза, весьма трудоемка: всякий раз требуется применение транспортира для измерения угла наклона, что реализуемо лишь с участием двух человек. Замер угла наклона посредством уровня в телефоне, который укладывался на рабочую поверхность, снимает лишь часть проблем. Было решено коэффициент трения покоя определять посредством применения динамометра, который позволяет замерять силу, необходимую для смещения груз с места.

Диапазон измерения динамометра выбран исходя из максимальной величины силы, которую он будет измерять. Как ожидалось, величина такой силы должна была составить порядка одного ньютона. Из динамометров с диапазонами измерения 1 и 5 Н выбор был сделан на динамометре 1Н. Как потом оказалось, часть измерений выходила за диапазон измерений применяемого динамометра. Имелась возможность регулировки динамометра за счет расширения диапазона его измерения, при этом данные можно

переводить в фактические значения посредством градуировочного графика. Однако применен подход, при котором рабочая поверхность груза слегка наклонялась в сторону расположения динамометра. При этом одновременно с грузом производился наклон на тот же угол и динамометра так, чтобы нить, соединяющая динамометр с башмаком, находилась в плоскости, параллельной рабочей поверхности груза (рис. 3).



Рис. 3. Стенд

Расчетная схема испытательного стенда представлена на рис. 4.

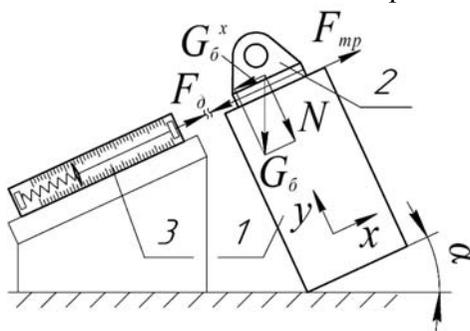


Рис. 4. Расчетная схема экспериментального стенда:  
1 – груз, 2 – башмак, 3 – динамометр

В соответствии с представленной на рис. 4 схемой расчет коэффициента трения покоя  $\mu$  производился по формуле:

$$\mu = \frac{F_{\text{д}}}{G_{\delta} \cdot \cos \alpha} + \tan \alpha,$$

где  $F_{\text{д}}$  – показания динамометра, при которых башмак сдвигается с места;  $N$ ;  $G_{\delta}$  – вес башмака, Н;  $\alpha$  – угол наклона груза.

В результате экспериментального определения коэффициента трения покоя для случая необработанных поверхностей для одной контактной стороны груза получено значение 0,33, погрешность которого в процентном выражении составила 5,27% с вероятностью 0,95 [3]. После очистки контактирующих поверхностей (очистка производилась один раз перед выполнением серии измерений), которую было решено производить с применением бытового средства уайт-спирит, получился другой результат. Однако прежде отметим, что при внимательном изучении рабочей поверхности одного башмака в его углу была обнаружена едва заметная вмятина, как было затем установлено, которая слегка выдавалась вперед над рабочей поверхностью башмака и могла быть причиной неполного контакта между рабочими поверхностями груза и башмака, вследствие чего при многократном перемещении вручную (вперед и назад) вдоль линии периодического проскальзывания башмака относительно груза ощущалась неравномерность сопротивления такому перемещению в разных положения башмака. Вместе с обработкой контактирующих поверхностей средством уайт-спирит дополнительно произведена механическая обработка башмака, в результате которой была удалена упомянутая вмятина. Повторное проведение эксперимента дало коэффициент трения 0,34 с погрешностью измерений 1,70% с вероятностью 0,95. Дополнительно проведен также эксперимент с условно «грязной» рабочей поверхностью груза и «чистой» поверхностью башмака, который дал значение коэффициента 0,29 и с погрешностью 2,38% с вероятностью 0,95.

Отдельно следует отметить, что при проведении первых опытов до очистки рабочих поверхностей имело место большое число грубых погрешностей (промахов), количество которых в среднем составило 2 промаха на 20 измерений. При проведении опытов после обработки рабочих поверхностей погрешности, которые можно было бы однозначно отнести к грубым, отсутствовали.

Определены также коэффициенты трения покоя (после очистки контактных поверхностей) и для второй контактной стороны груза, на которой выявлены царапины. После анализа этой стороны было

установлено, что при расположении башмака на грузе в разных положениях (вдоль направления проскальзывания, которое совпадает с направлением приложения силы на динамометре, см. рис. 4) получаются разные значения коэффициента. Поэтому было решено провести серию опытов для разных положений башмака, которые дали следующие результаты: при нулевом смещении относительно правой грани груза (на рис. 4) коэффициент трения покоя составил 0,22 с погрешностью 5,05% и вероятностью 0,95. Смещение башмака на 12 мм дало коэффициент 0,28 при погрешности 2,8% и вероятности 0,95, а при 25 мм — 0,29 при 4,2% и 0,95. Меньшее значение коэффициента соответствует положению башмака на части поверхности груза без царапин.

Полученные результаты позволяют сделать выводы о том, что при выполнении лабораторного практикума с лабораторным клещевым симметричным захватом перед началом работ по определению коэффициента трения покоя следует производить очистку контактирующих поверхностей, а также анализировать рабочие поверхности на наличие возможных остаточных деформаций, которые могут образоваться, например, в результате падения объекта исследования на пол. При определении коэффициента трения покоя на контактной поверхности груза следует выбирать ту часть поверхности, на которой ожидается получение минимального значения коэффициента, при котором обеспечивается гарантированное удержание груза в захвате.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Палочкин С.В., Хейло С.В., Щеглюк Ю.Н. Методические указания к выполнению лабораторных работ по дисциплине «Подъемно-транспортные устройства». Москва, 2011.
2. Невзорова Е.В., Иванов Н.Д., Кузнецов М.А. Исследование лабораторного симметричного клещевого захвата // Подъемно-транспортные, строительные, дорожные, путевые, мелиоративные машины и робототехнические комплексы: сборник статей 26–й Московской международной межвузовской научно-технической конференции студентов, магистрантов, аспирантов и молодых ученых (г. Москва, 12–13 мая 2022 г.); под ред. О.Н. Дидманидзе, А.С. Апатенко. — Электрон. дан. и прогр. М.: Изд-во ФГБОУ ВО РГАУ–МСХА имени К. А. Тимирязева, 2022. С. 134–139.
3. Горлач В.В. Обработка, представление, интерпретация результатов измерений: Учебное пособие / В.В. Горлач, В.Л. Егоров, Н.А. Иванов / Под ред. В.В. Горлача. Омск: Изд-во СибАДИ, 2006. 83 с.

*Материал поступил  
в редколлегию 29.05.22.*

УДК 621.86

## ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА ДЛЯ ТРАНСПОРТИРОВКИ КАМЕННОГО КУСКОВОГО УГЛЯ

Ермакова Д.А., Михальцов А.И.

Научный руководитель: Гончаров К.А.,

кандидат технических наук, доцент

Брянский государственный технический университет

ptm\_bstu@mail.ru

Рассмотрены особенности проектирования ленточного конвейера для транспортировки угля каменного кускового. Выявлены главные задачи и проблемы проектирования. Разобран возможный вариант их решения. Также выявлены преимущества установки частотного преобразователя.

Ленточные конвейеры для транспортировки полезных ископаемых отличаются протяженностью, мощностью привода, видом и грузоподъемностью ленты, поэтому главными задачами при их проектировании являются обеспечение надежности устройства и удобства его сборки и установки.

Для повышения надёжности необходимо решить комплекс различных проблем, включая создание материалов с необходимыми физико-механическими свойствами, совершенствование технологии изготовления, сборки, контроля и регулировки машин, совершенствование методов расчёта и проектирования металлоконструкций, приводов и машин в целом, а также повышение надёжности лент, цепей и средств автоматики.

В ленточных конвейерах в качестве тягового и одновременно несущего элемента используются резинотканевые ленты. Подбор типоразмера ленты проводится по ГОСТ 20-2018, согласно которому была выбрана специальная трудно-воспламеняющаяся морозостойкая лента, предназначенная для транспортировки угля

Для транспортировки каменного кускового угля для опоры ленты необходимо выбрать несколько типов роlikоопор. Согласно рекомендациям, описанным в ГОСТ 22645-77 и учебному пособию [1], кроме рядовых желобчатых роlikоопор (ЖГ) и нижних прямых (НГ), так же в зоне загрузочной воронки для снижения динамических нагрузок необходимо установить амортизирующие роlikоопоры

(ЖА), а для предотвращения схода с трассы транспортной ленты устанавливают центрирующие роlikоопоры на верхней (ЖЦ) и нижней (НЦ) ветвях ленты. Так же для уменьшения динамических ударных нагрузок необходимо соблюсти расстояние между роlikоопорами, которое рассчитывается согласно [1] по формулам

$$l_{p.n.} = 2 \cdot l_{p.a.}$$

$$l_{p.a.} = 0,5 \cdot l_{p.a.}$$

где  $l_{p.a.}$  – расстояние между роlikоопорами на средней части верхней ветви конвейера;  $l_{p.n.}$  – расстояние между роlikоопорами на нижней ветви конвейера;  $l_{p.a.}$  – расстояние между амортизирующими роlikоопорами на верхней ветви конвейера.

Необходимую мощность двигателя рассчитывают на режимы запуска в худших условиях — запуск полностью гружёного конвейера, и при номинальных режимах эксплуатации экономия электроэнергии в среднем составляет свыше 20%. Оснащение частотно регулируемыми приводами конвейерного транспорта приводит к энергосбережению по сравнению с прямым подключением асинхронных электродвигателей, а также исключает многократные пусковые нагрузки на входную электрическую сеть. Варьирование скоростями отдельных приводов в пределах одного конвейера необходимо для компенсации износа футеровки барабана и регулирования динамических нагрузок на ленту и механизмы привода.

Приводные системы с частотным управлением дают комплексный эффект, достижение которого возможно при использовании системы управления учитывающей особенности приводной системы, и составляющей прогноз по загрузкам конвейерной цепочки. Критерии автоматического управления скоростью могут быть, например, со следующим подходом:

- на всех этапах регулирования скорости основой является минимум потребляемой энергии для транспортировки горной массы;
- регулирование скоростью выполняется на основании перспективного расчёта нагрузки приводов по каждому из конвейеров и конвейерной цепочки в целом;
- если погрузка на конвейер в ближайшее время не планируется, даётся разрешение на корректировку скорости в меньшую сторону;
- ускорения при разгоне/торможении выбираются в таком диапазоне, чтобы исключить колебательные процессы полотна.

И хотя для реализации перечисленных возможностей потребуется оснащение конвейеров дополнительным оборудованием кроме частотных приводов: системами передачи данных, датчиками наличия/объёма/веса перегружаемой горной массы, системой управления конвейерным транспортом, способной выполнить эту задачу, но анализ затрат на создание такой системы и её эксплуатацию показывает, что, по сравнению с традиционными приводными системами на гидромуфтах, комплексный экономический эффект уже через 1,5-2 года перекрывает затраты на создание такой системы.

Для обеспечения необходимого натяжения ленты выбрано и рассчитано грузовое тележечное устройство. Расчет проведен согласно [2].

Выбор профиля несущего элемента става осуществляют исходя из результатов, полученных путем расчета металлоконструкции согласно учебному пособию [3]. Метод расчета металлических конструкций по предельным состояниям базируется на статистическом изучении действительной нагруженности конструкций в условиях эксплуатации, а также изменчивости механических свойств применяемых материалов, что позволяет рассчитать оптимальные прочностные характеристики проектируемых конструкций в сравнении с методом допускаемых напряжений.

В местах перегрузок машины предусмотрены аспирационные устройства, средства пылеподавления и очистки. Например, для снижения количества пыли прибегают к таким способам, как увлажнение перемещаемого угля и сухих ленточных полотен, очистка ленты вращающимися щётками и прочее.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Спиваковский, А.О. Транспортирующие машины / А.О. Спиваковский, В.К. Дьячков. – М.: Машиностроение, 1983. – 437 с. – Текст: электронный.
2. Дунаев, В.П. Машины непрерывного транспорта. Ленточные конвейеры: учебное пособие / В.П. Дунаев, К.А. Гончаров. – Брянск: БГТУ, 2013. – 91 с. – Текст: электронный.
3. Гончаров, К.А. Метод предельных состояний при проектировании металлоконструкций подъемно-транспортных машин [Текст] + [Электронный ресурс]: учеб. пособие / К.А. Гончаров. – Брянск: БГТУ, 2015. – 91 с.- Текст: электронный.

УДК 004.93

## **СИСТЕМА АВТОМАТИЧЕСКОЙ ДЕФЕКТАЦИИ КОНСТРУКЦИЙ НАЗЕМНЫХ ТРАНСПОРТНО- ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СРЕДСТВ С ПРИМЕНЕНИЕМ НЕЙРОННОЙ СЕТИ**

Хренов М.А., Земсков А.В.

Научный руководитель: Григорьев П.А.,  
кандидат технических наук, доцент  
Российский университет транспорта  
grigorievpavel1996@yandex.ru

В данной работе рассмотрены существующие способы дефектации конструкций транспортных-технологических средств. Исходя из анализа вышеупомянутых способов были выработаны необходимые методы улучшения качества и скорости нахождения дефектов конструкций с обучением и использованием нейронных сетей.

Для комплексной механизации процессов в сфере строительства, подъемно-транспортных работ и т.д. используется огромное количество техники различного назначения. Парк машин общего и специального назначения значителен, в связи с этим необходим постоянный контроль за его техническим состоянием с целью обеспечения безопасности в процессе выполнения рабочих операций. Одним из главных методов контроля технического состояния конструкций является визуальный осмотр внешних несущих элементов на наличие различных дефектов. Данные мероприятия позволяют предупредить огромное количество аварий, которые могут послужить причиной производственного травматизма, в частности со смертельным исходом. Не выявленный дефект (излом, вмятина и т.д.) может послужить причиной разрушения несущих элементов металлических конструкций наземных транспортно-технологических средств.

Для осуществления диагностирования вмятин и царапин на кузовах и несущих элементах конструкций машин зачастую используются методы неразрушающего контроля и визуальный осмотр. Данные методы являются эффективными, но занимают довольно продолжительное время при выполнении ТО-1 и ТО-2.

На данный момент существует несколько эффективных способов для оценки состояния кузовных элементов автомобилей,

которые можно применить и для наземных транспортно-технологических средств:

1. Автоматизированная система контроля текущего состояния кузова автомобиля, которая основана на эффекте Фарадея, благодаря которому, можно найти изменения микроструктуры металлов. С помощью неё можно диагностировать повреждение стальных конструкций, в результате некачественного производства, длительной эксплуатации, различных ремонтных воздействий [1].

2. Тепловизионный метод неразрушающего контроля реализуется с использованием прибора, позволяющим снимать термограммы кузова автомобиля и определять места, подвергавшиеся некачественному ремонту [2].

3. Способ диагностики состояния кузова, подразумевающий использование вихретокового дефектоскопа, который позволяет обнаружить различные трещины и подповерхностные трещины [3].

4. Способ, заключающийся в контроле геометрии кузова. Одним из простейших вариантов такой диагностики, является диагональные замеры крайних точек капота и их сравнение [4].

5. Способ, который заключается в контроле положения крепежных точек подвески и крепления колес, помогающие избежать опасного крена автомобиля, помогают осуществить контроль над формой кузова и позволяют избежать отклонения от траектории, связанной с неправильной установкой подвески и как следствие отклонения колес от необходимой траектории [5].

На основе выше сказанного было выявлено несколько недостатков, имеющих место при проведении диагностических мероприятий:

- игнорирование или умышленное замалчивание проблем с используемыми машинами;
- нарушения правил эксплуатации различных машин;
- трудности с диагностикой машин в связи с необходимостью в краткие сроки возвращения в эксплуатацию, вследствие чего достаточно часто встречается некачественная диагностика и ремонт;
- большинство методов диагностики специализированных машин, трудоёмкие и имеют значительную продолжительность по времени.

Разрабатываемая автоматизированная система для диагностики дефектов может существенно сократить время необходимое для

выявления таких повреждений как царапины, изломы, вмятины, отклонение геометрии основных элементов.

Для реализации данной системы необходимо решить следующие задачи:

1. Разработать рациональную схему размещения конструкции.
2. Разработать алгоритм для поиска вмятин на элементах конструкции.
3. Разработать алгоритм для поиска царапин на элементах конструкции.
4. Разработать алгоритм для контроля геометрии конструкции
5. Создание на основе полученных данных отчёта о состоянии конструкции с указанием мест повреждений и их степени.

Для решения первой задачи достаточно использовать лазерные датчики положения. С помощью них можно будет гарантировать правильное размещение технического средства в зоне работы комплекса. Так же система сможет подавать сигналы до момента, пока конструкция не будет размещена должным образом.

Решение второй задачи будет заключаться в установке и использовании камеры высокого разрешения. С помощью неё будут получены необходимые снимки, по которым будет создан 3D слепок конструкции. Для получения слепка и его дальнейшего анализа будет разработана и обучена нейросеть, которая по эталонному слепку сможет сравнивать и определять нахождение дефектов.

Решение третьей задачи будет реализовано с помощью вышеупомянутой камеры высокого разрешения. После получения снимков их обработкой займется обученная нейронная сеть. С помощью фильтра Гаусса и маски Собеля, можно будет по фотографии определить царапины и их местоположение на внешних элементах кузова.

Решение четвертой задачи подразумевает под собой анализ полученного слепка камерой высокого разрешения, с помощью обученной нейросети можно определить отклонения в геометрии конструкции.

Решение пятой задачи будет осуществляться с помощью программы, которая в свою очередь будет собирать выходные данные, полученные от нейронных сетей. На основе этих данных будет построен отчет в программе MS WORD, который будет содержать:

1. Фотографии дефектов.
2. Краткое описание, степень и расположение дефектов.

По полученной информации, человек контролирующей процесс, будет осматривать указанные места и подтверждать или отклонять результаты проверки комплексом. Благодаря обучаемости системы, полученные результаты можно вносить в систему, тем самым улучшая алгоритмы ее работы. Это позволит снизить количество ошибок в будущем.

На рис. 1 представлен алгоритм обучения нейронной сети на примере поиска вмятин на конструкции.

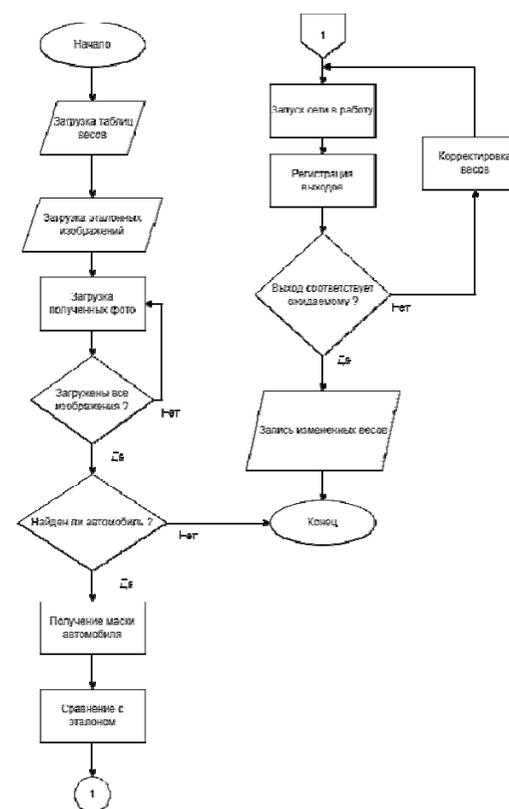


Рис. 1. Алгоритм обучений нейронной сети для поиска вмятин

Одним из отличий в алгоритме обучения и работы нейронных сетей будет этап после нахождения конструкции на фото. В случае

для решения задачи с поиском вмятин на кузове нейросеть создает маску конструкции (рис. 2-3), в случае поиска царапин на данном этапе, будет использоваться фильтр Гаусса (рис. 4-5) и маска оператора Собеля (рис. 6), для поиска и выделения царапин на конструкции.

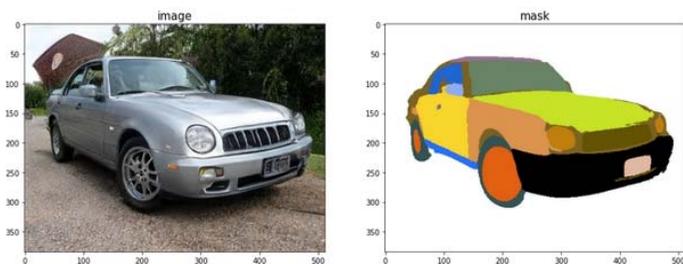


Рис. 2. Полученная маска автомобиля

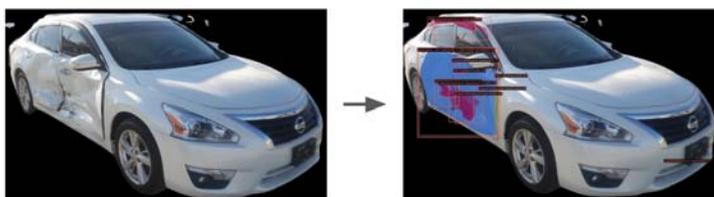


Рис. 3. Пример работы нейросети по определению вмятин по слепку

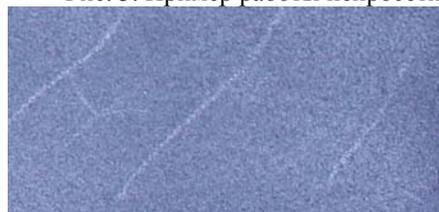


Рис. 4. Пример поверхности с царапинами

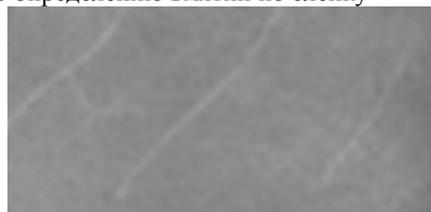


Рис. 5. Применение фильтра Гаусса.



Рис. 6. Применение маски Собеля

Затем с помощью анализа частиц CCL получается изображение с кластерами (рис.7). В заключении края полученных кластеров накладываются на исходное изображение (рис. 8).

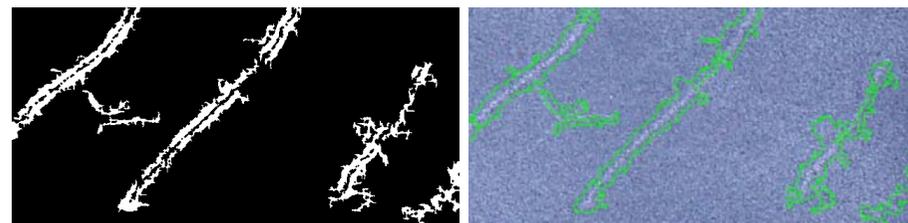


Рис. 7. Изображение с кластерами

Рис. 8. Совмещенные изображения исходного и обработанного

Также данный комплекс возможно использовать в каршеринге и трейд-ине,

В каршеринге известны случаи редактирования фото во время отправки после использования авто. Это позволяет скрывать внешние дефекты автомобиля, а платят за это честные люди, которые не используют никакие махинации. Анализ фотографий поможет понять в какой момент были получены внешние повреждения автомобиля. Так же во время еженедельного осмотра автомобиля возможно применять и контроль геометрии кузова, что позволит предупредить опасные для вождения автомобили. Геометрия влияет на ездовые характеристики и небольшие отклонения на пару градусов ведут к увеличению тормозного пути, отклонениям от безопасной траектории во время выполнения маневров.

Вторая же область – это трейд-ин. Здесь существуют случаи обмана людьми, которые приезжают сдавать свои авто, скрывая различные внешние дефекты. Так же имеет место быть человеческий фактор, эксперт может пропустить какие-либо мелкие царапины, что скажется на итоговой стоимости принятого автомобиля.

Данный комплекс позволяет сократить время приема и внешнего осмотра при диагностике. Поможет исключить человеческий фактор, невнимательность приемщика или диагноста, усталость при работе в ночные смены. Данный комплекс не исключает роль человека в данном процессе и является лишь инструментом, улучшающим качество и удобство выполняемой работы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Фалалеев, А. П. Автоматизированная система контроля текущего состояния кузовов автомобилей / А. П. Фалалеев, А. Г. Авакян // Вісник СевНТУ. – 2014. – № 146. – С. 142-146.
2. Голованов, Ю. В. Тепловизионный метод контроля технического состояния кузова легкового автомобиля / Ю. В. Голованов, И. Х. Хасанов // Вестник Оренбургского государственного университета. – 2014. – № 10(171). – С. 54-59.
3. Хасанов, И. Х. Неразрушающий контроль технического состояния кузова легкового автомобиля с использованием вихретокового метода / И. Х. Хасанов, Ю. В. Голованов // Транспортные и транспортно-технологические системы: материалы Международной научно-технической конференции, Тюмень, 16 апреля 2014 года. – Тюмень: Тюменский государственный нефтегазовый университет, 2014. – С. 259-263.
4. Проверка геометрии кузова автомобиля. Подробно об измерении [Электронный ресурс] // KUZOV.INFO. – Режим доступа: <https://kuzov.info/geometriya-kuzova-avtomobilya-podrobn>, свободный – (дата обращения: 13.04.2022).
5. Хасанов, И. Х. Методика контроля технического состояния кузова легкового автомобиля на основе измерения углов установки управляемых колес / И. Х. Хасанов // Вестник Оренбургского государственного университета. – 2011. – № 10(129). – С. 139-145.
6. Как и для чего мы научили нейросеть оценивать повреждения на авто [Электронный ресурс] // © 2006–2022, Habr. – Режим доступа: <https://habr.com/ru/company/bigdataplatform/blog/597173> (дата обращения: 5.05.2022).
7. Обнаружение царапин на изображении с большим шумом [Электронный ресурс] // Stackfinder.ru. – Режим доступа: <https://www.stackfinder.ru/questions/33227202/detecting-scratch-on-image-with-much-noise> (дата обращения: 5.05.2022).

*Материал поступил  
в редколлегию 30.04.22*

УДК 621.86

**КОНСТРУКЦИИ ПРИВОДОВ СОВРЕМЕННЫХ  
ЭСКАЛАТОРОВ, ВЫПУСКАЕМЫХ ОТЕЧЕСТВЕННОЙ  
И ЗАРУБЕЖНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТЬЮ**

Бабий А.С.,  
Гришин А.В., старший преподаватель  
ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет»  
Россия, г. Брянск  
[sasha9332@mail.ru](mailto:sasha9332@mail.ru)

В работе рассмотрены конструкции приводов современных эскалаторов отечественных и зарубежных типов. Приведена классификация их типов, а также выявлены достоинства и недостатки.

Пассажиропоток в крупных городах растет высокими темпами, в виду чего необходимо применение средств механизации для увеличения скорости перемещения пассажиров между этажами. К таким средствам механизации можно отнести три типа машин: лифты, эскалаторы и траволаторы. Первый тип работает в циклическом режиме, и для удовлетворения потребностей пассажиров требует значительного их количества.

Эскалаторы и траволаторы работают в непрерывном режиме, однако траволаторы, в виду специфики их полотна ограничены в максимальном угле наклона, а следовательно, с ростом высоты этажа увеличивается длина его трассы. В связи с этим эскалаторы получают все большее распространение.

Выделяют два основных типа эскалаторов [2] – эскалаторы для метрополитенов и для зданий. Конструкции каждого из типов схожи, однако основным отличием является то, что эскалатор для метрополитена имеет более широкое полотно, а также движется с более высокой скоростью.

Конструкция эскалатора представлена на рисунке 1. Как видно из рисунка 1, эскалатор состоит из следующих основных элементов: 1- ступенчатое полотно, на котором непосредственно перемещаются пассажиры, 2 – поручневое устройство, 3 – несущая металлоконструкция, включающая направляющие для ступенчатого полотна, 4- натяжное устройство, 5- приводное устройство.

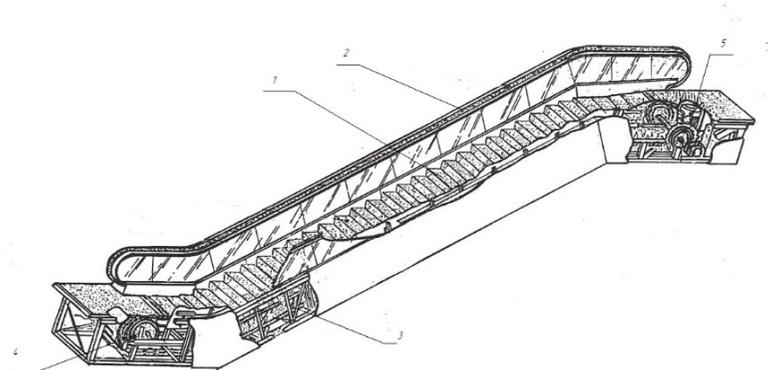


Рис. 1. Конструкция эскалатора

В конструкциях эскалаторов чаще всего применяют пружинно-винтовые (редко винтовые) натяжные устройства. Поручневые устройства эскалаторов представляют собой вертикально-замкнутые конвейеры с С-образным грузонесущим элементом на основе резиноканевой ленты. Поручень по всей рабочей длине скользит по металлической направляющей. Привод поручневого устройства осуществляется от основного привода эскалатора.

Одним из основных является приводное устройство, приводящее в движение поручневое устройство вместе с ступенчатым полотном. При этом, в [1] указано обязательное требование оборудования эскалатора резервным, ремонтным приводом.

Конструктивно выделяют два основных вида приводов эскалаторов:

- конструкции эскалаторов с разделенным приводом; в данных машинах привод поручня осуществляется от отдельного электродвигателя;
- совмещенный привод, поручневое устройство и ступенчатое полотно приводятся от одного электродвигателя, в настоящее время получил более широкое применение.

Существует несколько вариантов совмещенных приводных установок, среди которых можно выделить две наиболее распространённые: применение одностороннего редуктора, с дополнительной цепной передачей для поручневого устройства, применение планетарного редуктора для передачи усилий лестничному полотну и поручневому устройству.

Конструкция первого типа чаще всего применяется на отечественных эскалаторах. Конструкция данного устройства представлена на рисунке 2.

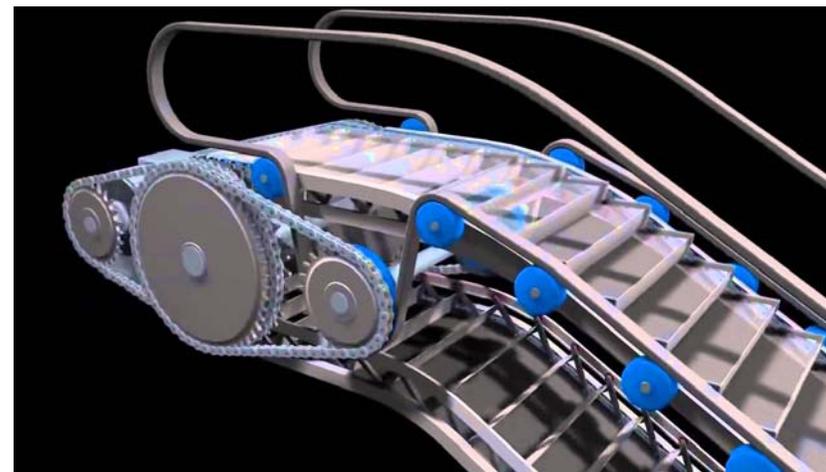


Рис. 2. Конструкция, характерная для отечественного привода эскалатора

В данной конструкции вращательное движение от приводного электродвигателя цепной передачей передается к приводному валу лестничного полотна, от которого также цепной передачей связывается с поручневым устройством.

Основным достоинством данного решения является относительная простота конструкции, однако при этом усложняется опорная металлоконструкция приводной секции.

Компания OTIS Elevator Company применяет также конструкцию с промежуточной передачей. Приводной модуль эскалатора NextStep представлен на рисунке 3. также расположен с обеих сторон лестничного полотна на наклонной части эскалатора [3]. Приводной модуль состоит из ведущей и ведомой приводных частей. Ведущая приводная часть состоит из электродвигателя 1, дискового тормоза, редуктора 2 и приводного устройства тяговой цепи.

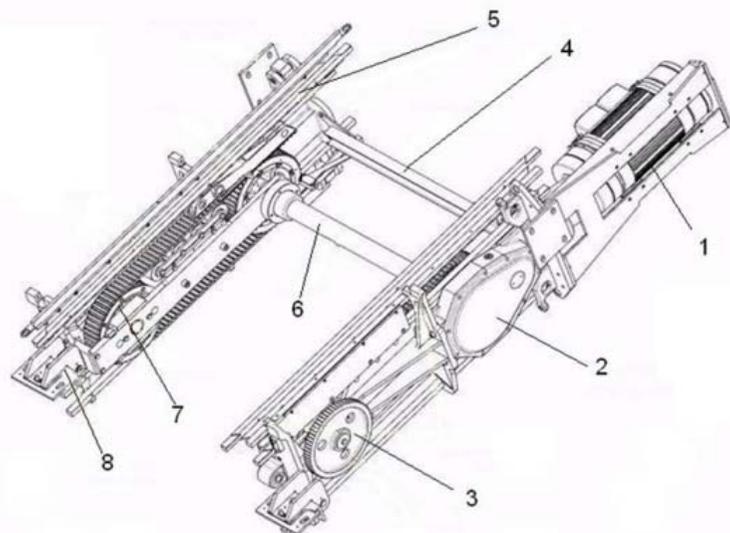


Рис. 3. Привод эскалатора NextStep компании OTIS Elevator Company [3]

Приводное устройство представляет собой замкнутый контур двухстороннего зубчатого ремня с двумя зубчатыми шкивами: приводным, установленным на выходном валу редуктора, и натяжным. Наружная зубчатая поверхность ремня входит в зацепление с зубьями звеньев тяговой цепи эскалатора и приводит в движение лестничное полотно. На валу натяжного шкива ведущей приводной части установлено зубчатое колесо привода поручня. На противоположной стороне смонтировано идентичное приводное устройство, зубчатый приводной шкив которого связан главным валом 6 с приводным шкивом ведущей приводной части.

Данное техническое решение усложняет конструкцию привода, однако при этом несущая металлоконструкция упрощается.

Второй тип приводных устройств применяется фирмой KONE (рисунок 4).

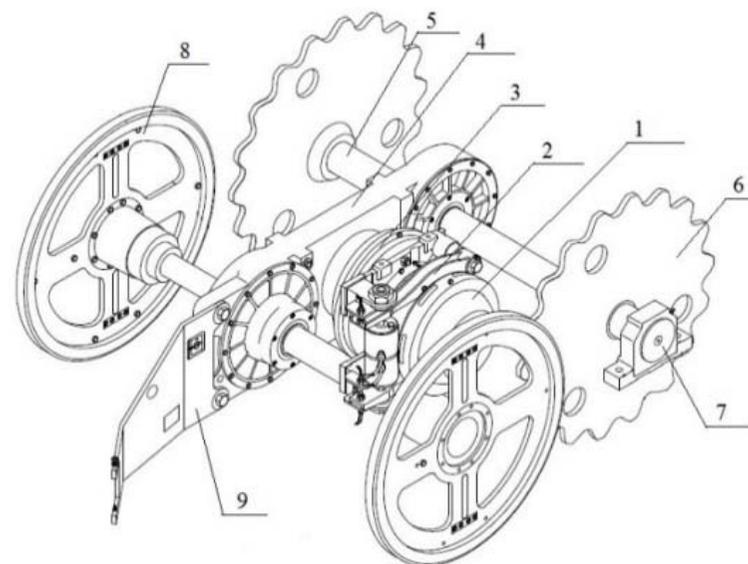


Рис. 4. Привод эскалатора с планетарным редуктором [4]

Конструкция данного типа привода включает в себя: 1 – электродвигатель, 2 – рабочий тормоз, 3 – планетарный редуктор, 4 – главная передача, 5 – главный вал, 6 – приводные звездочки тяговых цепей лестничного полотна, 7 – опора главного вала, 8 – фрикционный шкив привода поручня; 9 – реактивная тяга

В приводе используется асинхронный двигатель. Опоры главного вала закреплены на металлоконструкции. Планетарный редуктор имеет три ступени, из которых первые две имеют 3 сателлита, третья ступень – 5 сателлитов [4]. Основными достоинствами эскалаторов с планетарным приводом являются:

- высокий КПД привода по сравнению с другими типами редукторов (цилиндрическими, червячными), достигающий 96%, что способствует снижению потребления энергии примерно на 30%;
- полная синхронизация скорости движения лестничного полотна и поручней;
- отсутствие дополнительной цепной передачи между приводом и главным валом, позволяющее отказаться от затратных для пользователя эскалатора процессов смазки и регулирования натяжения цепи;

- минимальный износ зубчатых колес планетарного редуктора, плавная и бесшумная работа.

Основным недостатком данной конструкция является сложность изготовления, повышающая за собой стоимость готовой машины.

На основе рассмотренных основных решений приводов эскалаторов можно сделать следующие выводы:

- применение конструкций приводов без дополнительной передачи позволяет увеличить КПД машины, и снизить энергоемкость;
- конструкции отечественных приводов имеют значительные габаритные размеры, которых позволяют им вписываться в эскалаторы для метрополитенов, однако в условиях торговых центров не вписываются.

Исходя из рассмотренных конструкций в эскалаторы, работающие в зданиях с небольшой высотой подъема предлагается использовать один приводной вал (рисунок 5).

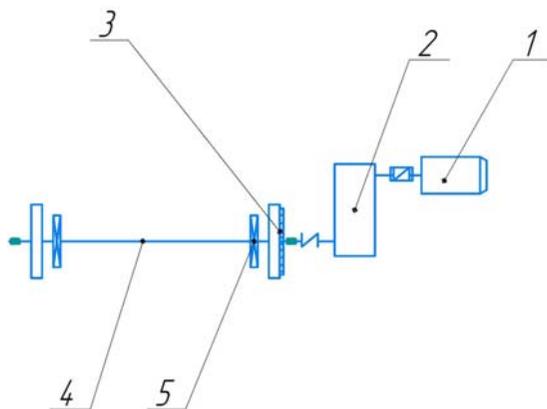


Рисунок 5. Конструкция предлагаемого приводного устройства

В предложенной конструкции крутящий момент от приводного электродвигателя 1 передается на редуктор 2, соединенный муфтой с приводным валом 4 на котором устанавливаются 2 приводные звездочки 5 для лестничного полотна и два приводных барабана 3 для поручневого устройства.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ГОСТ Р 54765-2011 Эскалаторы и пассажирские конвейеры. Требования безопасности к устройству и установке [текст]. Введ. 2012 – 07 – 01. – Москва: Издательство стандартов, 2011. – 82 с.
2. Спиваковский, А.О. Транспортирующие машины [Текст] / А.О. Спиваковский, В.К. Дьячков. – Москва: Машиностроение, 1983. – 437 с.
3. Сайт OTIS [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://otis.ru/>, свободный.
4. Сайт KONE [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.kone.ru/new-buildings/escalators-and-moving-walkways/>, свободный.

*Материал поступил  
в редколлегию 20.05.22.*

УДК 621.86

## ПРИМЕНЕНИЕ ТЕПЛОВИЗИОННОЙ ДИАГНОСТИКИ ПРИ ОЦЕНКЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ МАШИН И СООРУЖЕНИЙ

Денисов И.А., кандидат технических наук, доцент  
Брянский государственный технический университет  
ilia.denisow@yandex.ru

Рассмотрены основные направления развития и применения телевизионной диагностики как наиболее перспективного метода проведения неразрушающего контроля машин и сооружений. Приведены примеры характерных дефектов, обнаруженных с помощью тепловизионного контроля различных объектов. Представлены термограммы, полученные в ходе проведения технических обследований, выполненных при участии сотрудников кафедры «Подъемно-транспортные машины и оборудование» ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет».

Длительная и безаварийная эксплуатация машин, аппаратов и сооружений может быть обеспечена только лишь в случае поддержания их технического состояния на определённом уровне, гарантирующем безопасность и экономическую эффективность работы всех задействованных узлов и элементов. Требуемый уровень технического состояния различных объектов поддерживается путём проведения мероприятий, направленных на поиск и устранение потенциально опасных неисправностей, которые могут быть обнаружены существующими методами неразрушающего контроля.

Одним из наиболее универсальных методов неразрушающего контроля является тепловизионная диагностика, основанная на регистрации инфракрасного излучения наблюдаемого объекта. В большинстве случаев возникновение технического дефекта неизбежно сопровождается изменением теплового поля объекта контроля. Подобные изменения температуры различных объектов могут быть зафиксированы с применением тепловизионной аппаратуры и представлены в виде обработанных контрастных изображений, которые используются для определения качественных и количественных характеристик выявляемых дефектов. К преимуществам данного метода можно отнести:

- относительно низкую трудоёмкость проведения обследования;

- наглядность получаемых диагностических данных, которые могут быть проанализированы непосредственно в ходе проведения диагностики без дополнительной обработки;

- бесконтактность метода, что позволяет специалисту, проводящему исследование, находится на необходимом безопасном удалении от исследуемого объекта.

- универсальность метода, позволяющая использовать его при проведении диагностики объектов, обладающими различной структурой и свойствами.

Наиболее ярко достоинства тепловизионной диагностики проявляются в ходе проведения обследований объектов энергетического комплекса, работа которых непосредственно связана с производством и распространением тепловой энергии (рис. 1).

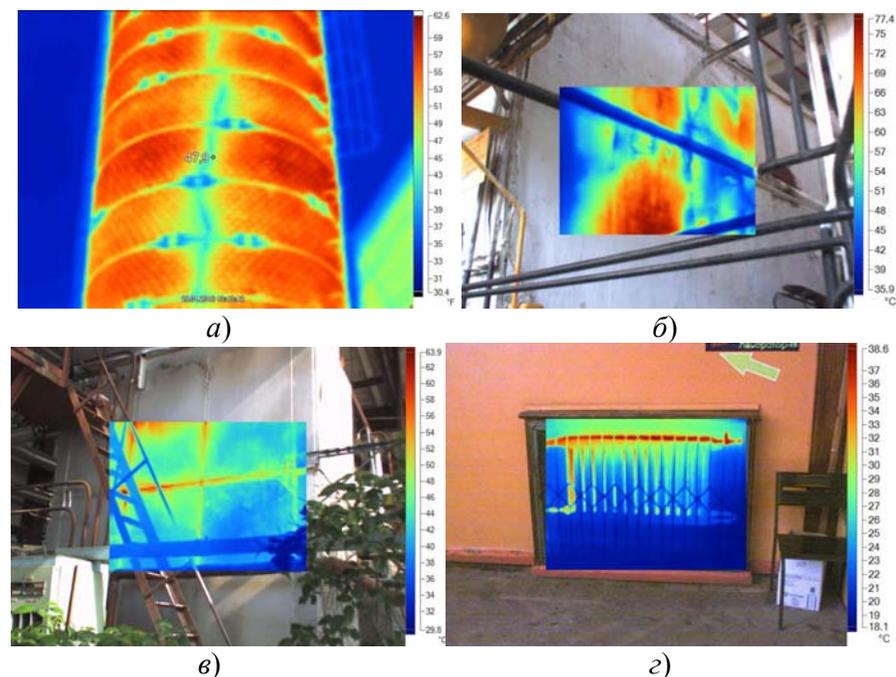


Рис. 1 Дефекты энергетического оборудования промышленных и гражданских зданий: а – сквозные трещины в стволе дымовой трубы; б – потери тепла через боковую стенку котла котельной установки; в – термограмма боковой стенки сварного резервуара; з – нарушение циркуляции теплоносителя в радиаторе системы отопления здания

К таким объектам относятся печи различного назначения, оборудование котельных и ТЭЦ, элементы тепловых сетей промышленных и гражданских зданий. Из-за высокой разности температур подобного оборудования и окружающей среды возникающие дефекты проявляются наиболее ярко и фиксируются аппаратурой без дополнительной подготовки, благодаря чему прямо во время исследования можно определить техническое состояние коммуникаций и локализацию источников тепловых потерь.

Телевизионная диагностика также является основным типом неразрушающего контроля для систем, нарушение работы которых приводит к выделению большого количества тепла. Яркими примерами таких объектов являются элементы и узлы силового оборудования электрических подстанций и сетей передачи электроэнергии (рис. 2, 3). Применение тепловизионного оборудования в данном случае позволяет быстро выявить дефекты, сопровождающиеся ухудшением электропроводимости и избежать возникновение аварийных ситуаций.

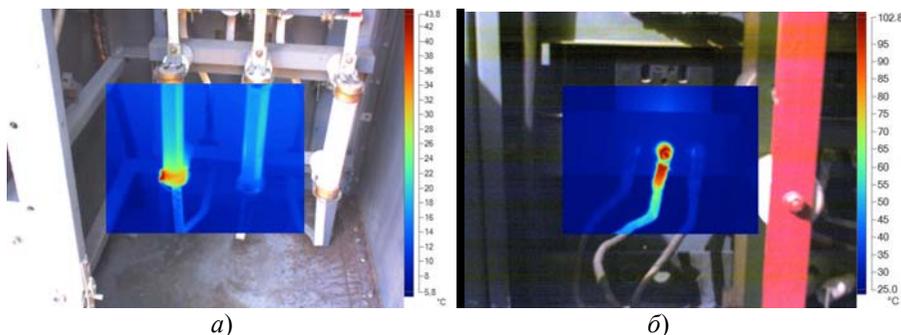


Рис. 2 Дефекты электропроводящего оборудования: а – дефект предохранительного узла промышленной электрической сети; б – дефект соединения электропроводящих элементов

Применение тепловизионной диагностики позволяет провести оценку нагруженности приводов различных машин. Увеличение внешних нагрузок, действующих на рабочие органы машины, сопровождается ростом выделения тепла в электродвигателях и отдельных элементах задействованных электрических цепей. Таким образом с помощью последовательного контроля температуры отдельных реперных точек приводов можно получить представление о реальном уровне нагруженности машины в определённые промежутки време-

ни. Кроме того, данный подход также позволяет оценить корректность функционирования самого привода и правильность подбора настроек применённой системы управления [4, 5].

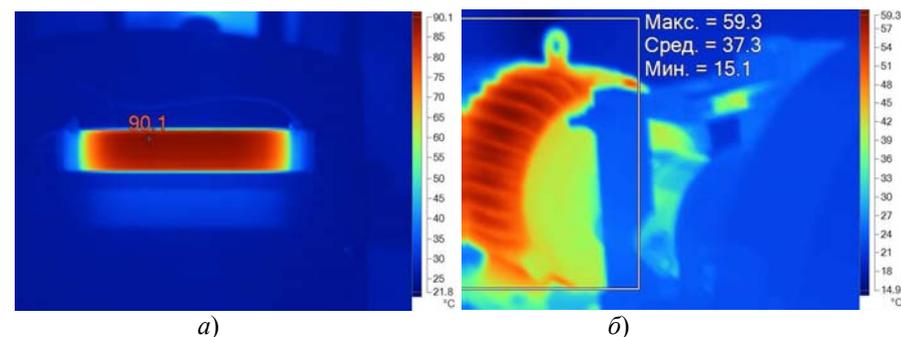


Рис. 3 Термограммы элементов электропривода транспортных машин: а – термограмма тормозного резистора при торможении привода противовключением; б – тепловая картина работы электродвигателя при заданном нагружения.

Особенно широко методы тепловизионной диагностики применяются при оценке технического состояния зданий и сооружений (рис. 4).

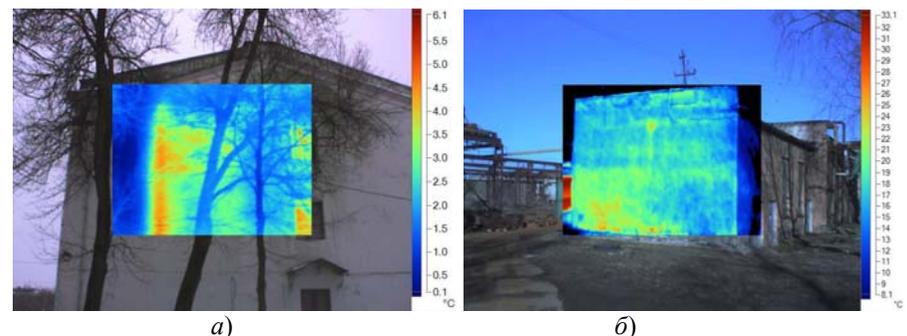


Рис. 4 Дефекты зданий и сооружений, обнаруживаемые с помощью тепловизионной диагностики: а – дефекты внешнего фасада здания дворца культуры; б – дефекты торцевой стены промышленного сооружения сталелитейного завода

Современная тепловизионная аппаратура позволяет с высокой точностью определять наличие и размеры дефектов в несущих конструкциях, утепляющих и облицовочных элементах промышленных и

гражданских зданий. Тепловизионный неразрушающий контроль особенно эффективен при поиске таких дефектов как скрытые трещины и расслоения кирпичных и железобетонных элементов сооружений, нарушения сплошности защитных и изоляционных материалов, проникновение влаги и плесени в различные элементы зданий.

Перспективным направлением применения тепловизионной диагностики является техническое обследование механических узлов машин различного назначения. Ярким примером подобной техники могут служить конвейеры, работающие в непрерывном режиме. Применение тепловизионного контроля для проведения диагностических мероприятий у техники такого рода позволяет избежать значительных затрат, вызванных остановкой и простоем конвейеров и позволяет получить наиболее объективную информацию о техническом состоянии непрерывно работающих элементов, таких как ролики холодной и грузонесущей ветвей, подшипниковые опоры натяжного и приводного барабана [3, 6]. Кроме того, контроль температуры тяговых и грузонесущих элементов конвейеров позволяет выявить процессы, проходящие в узлах фрикционной передачи тягового усилия [1]. В настоящее время ведётся активная разработка систем теплового диагностирования технического состояния транспортных машин [2].

Исследования, проведенные за последние 30 лет показали, что тепловизионный контроль наряду с методами ультразвуковой, магнитной и вихретоковой диагностики может успешно применяться для поиска скрытых дефектов деталей машин и их несущих металлоконструкций. В работе [7] показано, что участки элементов с повышенной пластической деформацией сохраняют повышенную температуру по сравнению с остальным материалом, причём разница температур в отдельных случаях может превышать десятки градусов. Возникающее таким образом распределение температур, наблюдаемое с помощью тепловизора, позволяет предсказать наиболее вероятное место усталостного повреждения до появления других признаков. Проведённые наблюдения термограмм плоских листов металла, нагретых выше температуры окружающей среды, позволяет обнаруживать концентраторы напряжений, в том числе невидимые невооружённым глазом трещины, посторонние включения, неоднородность покрытия металла [7].

В работах [8, 9] на базе экспериментальных исследований продемонстрировано, что телевизионная диагностика также применима

для поиска внутренних дефектов в деталях, изготовленных из полимерных композитных материалов. В частности было установлено, что тепловыми методами неразрушающего контроля в композитах можно обнаружить следующие характерные дефекты: расслоение между структурными частями деталей, пустоты, внутренние трещины, поры, инородные включения и непроклеи [9].

Исходя из вышеперечисленного можно с уверенностью утверждать, что тепловизионная диагностика является одним из наиболее востребованных методов неразрушающего контроля с широким спектром возможностей по поиску дефектов различного типа и локализации. Однако получение достоверных результатов в ходе тепловизионного контроля возможно лишь в случае использования предварительно разработанной и верифицированной методики, учитывающей основные особенности диагностики конкретного объекта исследования. Наиболее актуальной задачей является разработка подобных методик для контроля технического состояния несущих металлоконструкций грузоподъёмных и транспортных машин, реализация которых может способствовать сокращению трудоёмкости и времени проведения диагностических мероприятий.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гончаров, К.А. Анализ взаимодействия грузонесущей и тяговой лент промежуточного привода ленточного конвейера [Текст]+[Электронный ресурс] / К.А. Гончаров // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2019. – №4. – С.426–432.
2. Гончаров, К.А. Система теплового диагностирования ленточных конвейеров / К.А. Гончаров // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2022. – №1. – С.27–37.
3. Гончаров, К.А. Экспериментальное исследование влияния натяжения тяговой и грузонесущей лент на тяговую способность промежуточного привода ленточного конвейера / К.А. Гончаров, А.В. Гришин // Вестник Брянского государственного технического университета, 2018. – №6 (67). – С.58–69.
4. Гончаров, К.А. Экспериментальное исследование нагруженности грузоподъёмных машин при использовании систем управления с частотным преобразователем [Текст]+[Электронный ресурс] / К.А. Гончаров, И.А. Денисов // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2018. – №1. – С.31–39.
5. Гончаров, К.А. Экспериментальное исследование температурных режимов продолжительной работы электропривода подъемно-транспортных машин / К.А. Гончаров // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2019. – №3. – С.296–302.
6. Гончаров, К.А. Экспериментальное исследование теплового режима работы моторбарабана короткого ленточного конвейера / К.А. Гончаров, А.В. Гришин // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2020. – №4. – С.529–538.

7. Канарчук, В.Е. Термометрическая диагностика машин / В.Е. Канарчук, О.Б. Деркачёв, А.Д. Чигринец // Высшая школа, 1985. – 168 с.
8. Косенко Е.А., Зорин В.А., Баурова Н.И. Анализ влияния постоянного магнитного поля на результаты контроля качества деталей из полимерных материалов методом инфракрасной термографии // Все материалы. Энциклопедический справочник. 2018. № 7. С. 30-33.
9. Косенко, Е. А. Применение инфракрасной термографии при дефектации деталей машин из полимерных композиционных материалов / Е. А. Косенко, В. А. Зорин, Н. И. Баурова // Полимерные композиционные материалы и производственные технологии нового поколения: Материалы II Всероссийской научно-технической конференции / Москва: Всероссийский научно-исследовательский институт авиационных материалов, 2017. – С. 73-78.

*Материал поступил  
в редколлегию 20.05.22.*

УДК 621.879

## **ОЦЕНКА ЦИКЛИЧНОСТИ РАЗВИТИЯ СТРОИТЕЛЬНО-ДОРОЖНОЙ ТЕХНИКИ НА ОСНОВЕ ПАТЕНТНОЙ ИНФОРМАЦИИ**

Гришко Г.С., кандидат технических наук, доцент  
Сибирский федеральный университет  
ggrishko@sfu-kras.ru

В статье приводятся результаты исследования цикличности патентования технических решений в области конструктивных элементов экскаваторов и других землеройных машин для различных классов МПК – международной патентной классификации с помощью методики быстрого преобразования Фурье.

Для инновационного проектирования [1] строительно-дорожных средств и оборудования очень важное значение имеют прогнозные исследования. При этом вопросы, связанные с оценкой технического уровня и тенденций развития техники, приобретают в настоящее время очень большое значение, а методике определения уровня и тенденций развития техники на основе патентных документов уделяется большое внимание. В качестве примера можно привести составление патентных ландшафтов при планировании перспективных исследований ведущими мировыми фирмами-производителями.

Исследование тенденций и закономерностей развития конкретных областей техники, проводимые на основе патентной информации [2], представляют собой одну из задач научно-технического прогнозирования, под которым в данном случае прежде всего понимается определение направлений, которые будут иметь преимущественное развитие в прогнозном периоде.

Патентная информация [3] обладает целым рядом преимуществ при использовании при разработке прогнозных оценок

1. Возможность выделять среди массива патентных документов различные структурные составляющие, характеризующие различные аспекты научно-технической деятельности.

2. Возможность получения наряду с информацией статистического характера, т.е. о самом факте научно-технического достижения, информации о существовании изобретения, т. е. информации

качественной, отражающей научные, технические, конструкторские достижения, реализованные в техническом решении.

3. Обладание наибольшим потенциалом упреждения, так как ее содержательная ценность сохраняется наибольшее время, в то время как многие другие документы утрачивают это свойство уже в год своего появления.

4. Наиболее полное и ясное отражение процесса отбора вариантов реализации технической системы, производимого в ходе ее совершенствования через изобретательскую деятельность.

5. Логически упорядоченная последовательность патентных документов обладает свойством естественной ранжированности по оси реального времени.

Использование патентной информации позволяет наиболее быстро получить данные о перспективных и интенсивно развивающихся направлениях техники.

Результаты прогнозных исследований на основе патентных материалов имеют решающее значение при выработке научно-обоснованных решений по разработке и выводу на рынок перспективных образцов строительно-дорожной техники с наибольшей результативностью при доступных в данный момент инвестиционных, материальных и интеллектуальных ресурсах.

Прогнозы развития предметных областей, полученные на основе патентной информации, позволяют с наибольшим периодом упреждения и большой степенью достоверности выявить слабо развивающиеся, функционирующие в форме усовершенствования давно используемого набора решений технические системы, определив при этом качественно новые пути развития.

При прогнозировании с использованием патентной информации необходимо сформировать массив из охранных документов, отражающих качественно и количественно инновационную активность в различных направлениях этой области. Для этого устанавливается соответствие между структурным элементом области и рубриками международной патентной классификации (МПК). Несмотря на то, что, как правило одному структурному элементу соответствует несколько классов МПК и однозначное соответствие встречается редко, сравнение динамики патентования в различных классах МПК (например, соответствующих определенным подсистемам технической системы) между собой, позволит на

первоначальном этапе проектирования пусть и в широком диапазоне определить перспективные направления совершенствования технической системы.

Так как динамика патентования представляет собой случайный процесс, реализующийся в виде подачи определённого числа заявок и получения охранных документов с приоритетом в конкретном году, его можно представить как функцию количества патентов от времени – года приоритета.

Основываясь на объективных данных, показывающих цикличность развития экономической активности, так называемых экономических циклах, можно предположить, что и динамика патентования тоже имеет циклическую природу с циклами различной длительности. Поэтому вполне логично использовать для определения этих циклов известный математический аппарат для исследования периодических процессов – анализ Фурье, который позволяет построить спектр динамики патентования [4] и выделить на нем определенные гармоники с различным периодом (частотой).

Подобные исследования позволят выявить наличие и уровень циклов патентной активности с различной длительностью по конкретным классам МПК, что позволит сравнить их между собой с целью определения наиболее перспективного направления совершенствования исследуемой технической системы.

Методика предлагаемого исследования включает в себя следующие этапы:

1. Выбор технической системы и соответствующих ей классов МПК для проведения сравнительных исследований.
2. Формирование релевантного массива данных о количестве изобретений по годам в данных классах.
3. Обработка полученных данных одним из методов анализа спектра сигнала, с целью выделения постоянных циклических составляющих с определенной частотой и амплитудой.
4. Анализ полученных результатов с целью определения наиболее перспективных направлений совершенствования объекта исследования.

В качестве примера, исследование цикличности развития строительно-дорожной техники на основе патентной информации было проведено для класса МПК E02F 9/00 – «Конструктивные элементы экскаваторов и других землеройных машин, не

ограниченные одним из типов машин» и соответствующих ему подклассов для юрисдикции США (US), как наиболее крупном рынке, с использованием алгоритма быстрого преобразования Фурье. Поиск осуществлялся по патентной базе Orbit Intelligence, компании Questel, доступ к которой предоставлен Российским фондом фундаментальных исследований (договор №21-1730-02066).

Для каждого подкласса МПК и страны приоритета – US был сформирован массив с данными о количестве выданных патентов по годам с 1893 по 2020 годы, чтобы получить  $2^7=128$  точек данных, количество которых связано с особенностью использования выбранного метода анализа спектра. При этом в начальный период времени, до появления в базе данных сведений о совершенствуемой технической системе, количество выданных патентов в конкретном году принимается нулевым.

Далее с помощью алгоритма быстрого преобразования Фурье, реализованного в пакете Microsoft Excel [5], получен спектр «сигнала» с выделением постоянных циклических составляющих с определенной частотой и амплитудой.

На рисунке 1 представлена динамика патентования с юрисдикцией US для подклассов МПК E02F9/26 – «Сигнальные устройства» и E02F9/28 – «Детали рабочих органов, например, зубья». Результаты сравнительного исследования цикличности развития в указанных подклассах представлены на рисунке 2.

По результатам проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Для всех классов МПК обнаружена общая тенденция к снижению амплитуды патентования с уменьшением периода цикличности, то есть преобладание длительных циклов патентной активности над краткосрочными.

2. Спектральная характеристика для разных классов МПК может иметь форму плавного снижения амплитуды патентования с уменьшением периода цикличности, либо иметь провалы отдельных характерных частот.

3. Предложена гипотеза, что наличие провалов в спектральной характеристике связано с неустойчивой тенденцией совершенствования рассматриваемой системы на отдельных отрезках времени.

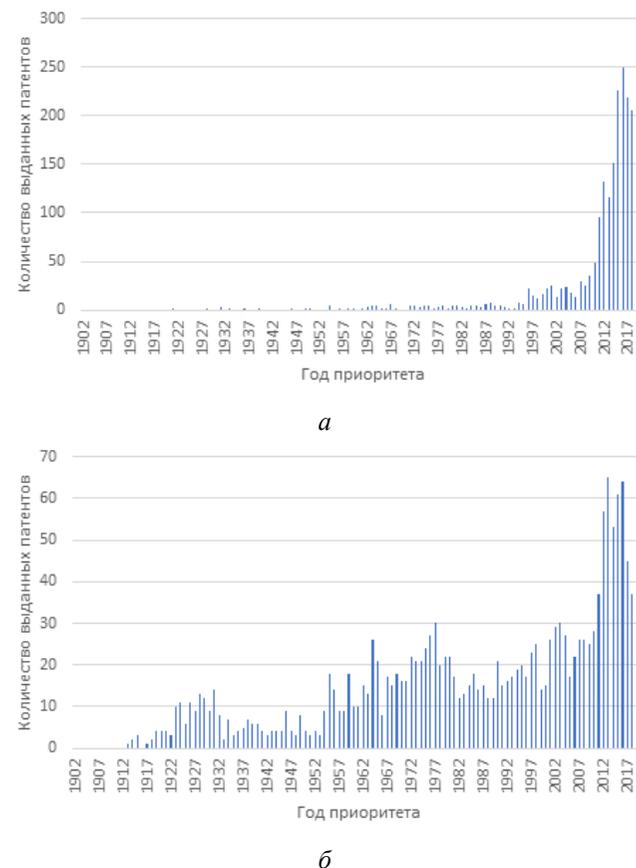
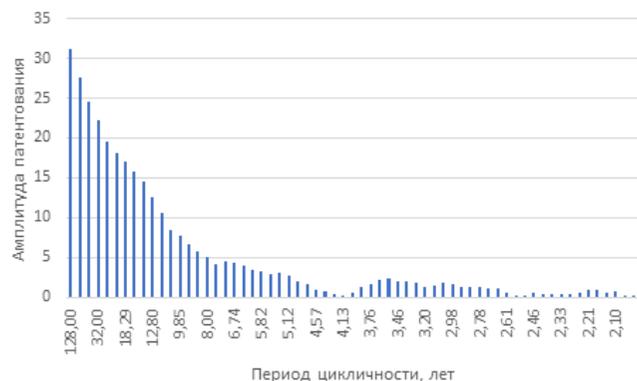
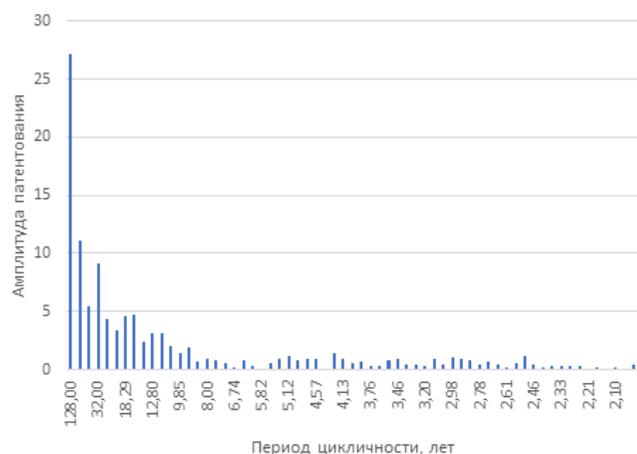


Рисунок 1 – Количество выданных патентов с юрисдикцией US по годам для классов МПК:  
а – E02F9/26; б – E02F9/28

Проводя сравнительный анализ спектров динамики патентования для двух рассматриваемых подклассов МПК можно сделать предположение, что направление совершенствования экскаваторов и других землеройных машин, связанное с МПК E02F9/26 – «Сигнальные устройства», т. е. оснащение их различными интеллектуальными, роботизированными и мехатронными системами является более востребованным и перспективным, чем разработка новых технических решений в области МПК E02F9/28 – «Детали рабочих органов, например, зубья».



а



б

Рисунок 2 – Спектральный анализ количества выданных патентов с юрисдикцией US по годам для классов МПК:  
а – E02F9/26; б – E02F9/28

Предлагаемую методику исследования так же можно использовать при сравнении перспективности региональных рынков для реализации предложенных технических решений, через сравнения спектров динамики патентования в конкретном классе МПК для охраняемых документов определенной юрисдикции.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Минин, В. В. Методология инновационного проектирования наземных транспортно-технологических комплексов / В. В. Минин, Г. С. Гришко, В. Ю. Клешнин; Под общ. ред. В. В. Минина. Сибирский федеральный университет, Политехнический институт. – Красноярск: Сибирский федеральный университет, 2022.
2. Гришко, Г. С. Эволюционное исследование конструктивных схем наземных транспортно-технологических средств / Г. С. Гришко // Инновационное развитие техники и технологий наземного транспорта, Екатеринбург, 06 декабря 2019 года / Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б. Н. Ельцина. – Екатеринбург: Издательство Уральского университета, 2020. – С. 66-68.
3. Орлова Н. С. Рекомендации по исследованию уровня и тенденций развития техники на основе патентной информации / Н. С. Орлова; под ред. В. И. Блиникова. – М.: ВНИИПИ, 1988.
4. Анализ динамики патентования методов и устройств регулирования реологических свойств высоковязкой нефти / С. Г. Конесев, Р. Т. Хазиева, П. А. Хлопин, Э. Ю. Кондратьев // Электронный научный журнал Нефтегазовое дело. – 2013. – № 5. – С. 179-189.
5. Минина, О. В. Метод построения спектра шума измерительного сигнала с помощью стандартных функций Microsoft Excel / О. В. Минина, М. Б. Богданов // Интерэкспо Гео-Сибирь. – 2017. – Т. 5. – № 1. – С. 111-115.

*Материал поступил  
в редколлегию 20.05.22.*

УДК 624.131.042

## ЦИФРОВАЯ МОДЕЛЬ ПУЛЬСИРУЮЩЕГО ВЕТРА

Дульгер Н.В., кандидат технических наук, доцент

Научный руководитель: Панасенко Н.Н.,

доктор технических наук, профессор

Астраханский государственный технический университет

ndulger@yandex.ru, ttnt@astu.org

Аннотация: статья посвящена анализу нормативно-технических документов по расчётным моделям ветровых воздействий на крановые сооружения, в режиме требований которых предложена цифровая модель пульсирующего ветра, её экспериментальное определение и частотный анализ Фурье для целей отстройки собственных частот сооружений, в том числе грузоподъёмных кранов, что следует для целей формирования расчётных нагрузок и комбинаций нагрузок по ГОСТ 32579 (части 1-5) «Краны грузоподъёмные. Принципы формирования расчётных нагрузок и комбинаций нагрузок».

Инженерные исследования ветровых воздействий – не новая, но быстроразвивающаяся область прикладных наук. По этой причине современные методы определения ветровых воздействий и данные, на которых они основаны, не следует рассматривать как окончательные. Авторы убеждены, что необходимо тщательно выявлять области неопределённости и чётко указывать на недостатки, присущие этим методам, тем более, что грузоподъёмные краны продолжают претерпевать аварийные состояния в условиях неблагоприятных ветровых воздействий [1]. В частности, 29 марта 2015 года в 8.30 утра под воздействием неблагоприятного ветра в г. Астрахани произошло аварийное падение и разрушение козлового самомонтирующегося крана ККС-10 (рис. 1) г/п 10 т, имеющего консоли и пролёт 9-32-8 м, базу опор 14 м, изготовленного в 1971 г. ремонтно-механическим заводом п/я № 409 по чертежам Узловского машиностроительного завода им. Федунца. Падение крана обусловлено как несоответствием проектных (паспортных) характеристик крана (ветер рабочего состояния 12 м/с, не рабочего – не указан в паспорте крана) параметрам ветровых воздействий III ветрового района ( $v_{III}=27$  м/с), так и несовершенством качества и исполнения нормативных документов.

По поручению Министерства регионального развития России в 2008 г. ЦНИИСК им. Кучеренко при участии специалистов РААСН и ГГО им. Воейкова был выполнен пересмотр ряда разделов и

положений СНИП 2.01.07-85\* «Нагрузки и воздействия» [2] в направлении их адаптации и согласования с нормами Еврокода [3].

В настоящее время рассмотрен и утверждён в 2016 г. свод правил СП 20.13330 [4] в Министерстве регионального развития России, и в связи с этим, кроме того, было принято решение о пересмотре на его основе Стандарта Организации СТО 36554501-015-2008 «Нагрузки и воздействия», который был ранее введён в действие в декабре 2008 г [5].

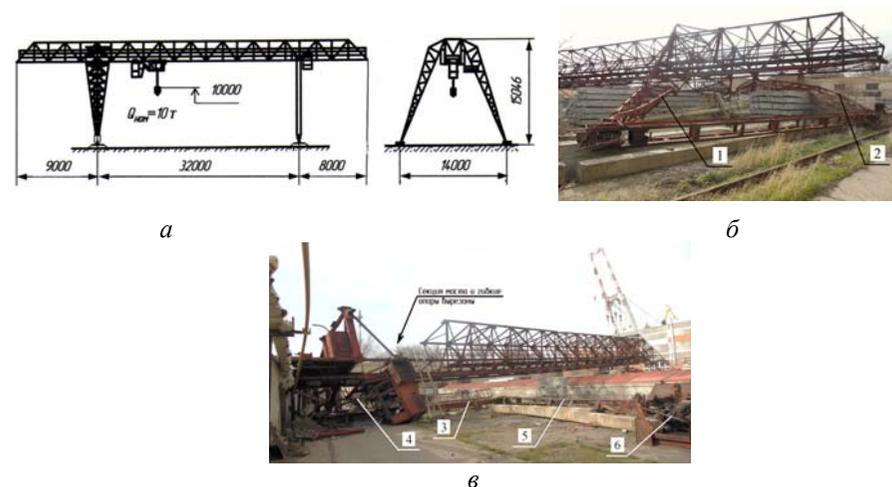


Рис. 1. Аварийное разрушение крана ККС-10 зав. № 52 изготовленного ремонтно-механическим заводом п/я № 409 от 29.03.1971 г.:

*a* – конструктивно-техническая схема крана ККС-10;

*б* – вид на разрушение жёстких опор 1, 2 крана; *в* – то же, гибких опор 3, 4; 5 – стяжка гибких опор 3 и 4; 6 – механизм передвижения крана МПК-4 (секция моста и разрушенные гибкие опоры вырезаны по условиям безопасности по указанию МЧС во время обследования авторами статьи аварийного ККС-10)

В Стандарте СТО 36554501-015-2008 «Нагрузки и воздействия» разработана новая карта районирования территории РФ по давлению ветра и представлен единый подход к нормированию климатических нагрузок, предполагающий задание их нормативных значений и переход к их расчётным значениям путём введения коэффициентов надёжности по нагрузкам. В результате структура разделов снеговых и ветровых нагрузок приближена к структуре Еврокодов, при этом существенно пересмотрен раздел 6 «Ветровые нагрузки» в части

требований об учёте резонансного ветрового возбуждения и пиковых воздействий, действующих на сооружения.

По принадлежности применения коэффициенты надёжности по ответственности сооружений исключены из свода правил [4] и перенесены в СТО 36554501-014-2008 «Надёжность строительных конструкций и оснований. Основные положения», утверждённый и введённый в действие 23 сентября 2008 г.

В результате устранения неопределенностей в разделе 6 «Воздействие ветра» нормативного документа [5] появился ряд важных решений:

1. Введена классификация ветровых воздействий, которые необходимо учитывать при проектировании.

2. При проектировании сооружений необходимо учитывать следующие воздействия ветра:

2.1 расчётную ветровую нагрузку;

2.2 пиковые значения расчётной ветровой нагрузки, действующие на конструктивные элементы сооружения и элементы их крепления;

2.3 резонансное вихревое возбуждение – для сооружений, у которых  $h/d > 10$ , где  $h$  – высота;  $d$  – характерный поперечный размер;

2.4 аэродинамические неустойчивые колебания типа галопирования, дивергенции и флаттера.

3. Введены расчётные значения ветрового давления  $w_0$ , которые устанавливаются по табл. 6.1 [5], в зависимости от ветрового района по новой карте районирования территории РФ по характеристическому ветровому давлению, которая разработана впервые на основе базовых значений скорости ветра или соответствующим скоростным напором с годовой вероятностью превышения  $2 \cdot 10^{-2}$ , что соответствует среднему периоду повторяемости 50 лет.

4. Введено понятие эквивалентной высоты сооружения, что важно для порталных, башенных и других стреловых кранов.

5. Уточнена методика определения пульсационной составляющей расчётной ветровой нагрузки.

6. Приведена методика определения пиковых расчётных значений ветровых нагрузок, действующих на элементы сооружений.

7. Даны критерии резонансного ветрового возбуждения сооружений (п.6.3) и приведена методика определения ветровых нагрузок при этом воздействии (Приложение 6.2 [5]), в основу которой

положен коэффициент резонансной составляющей реакции сооружения, определяющий его резонансные колебания с учетом собственной частоты и формы колебаний вследствие воздействий ветра переменного во времени.

8. Даны критерии динамической комфортности при действии пульсационной составляющей ветровой нагрузки (п. 6.4 [5]).

9. Указано на целесообразность оценки комфортности пешеходных зон (п. 6.5 [5]) – новый раздел.

Из проведенного анализа положений [5] видно, что он максимально приближен с Еврокодом [3], согласно которого реакция сооружения рассчитывается с применением пикового значения скоростного напора  $q_p$  на базовой высоте с учетом аэродинамических коэффициентов давления, а также конструкционного коэффициента  $c_s$   $c_d$ . Значение  $q_p$  зависит от климатического режима ветра, шероховатости местности, орографии, а также от базовой высоты ветрового потока и представляет собой сумму среднего скоростного напора и составляющей от кратковременных колебаний давления. Учитываются также аэроупругие реакции гибких конструкций, таких как стальные канаты полиспастных систем кранов. Здесь неотъемлемым фактором являются ветровые воздействия и на внутренние поверхности сооружений, вследствие их проницаемости, а для плоскостных элементов сооружений, обтекаемых ветром, рекомендуется учитывать силы трения, действующие параллельно расчетным поверхностям.

Для замера пульсирующего ветра, согласно норм [3, 5], в работе использован портативный крыльчатый анемометр АКТАКОМ АТЕ-1033, являющийся оптимальным инструментом для измерения скорости движения воздушного потока. В этом приборе использован выносной датчик - крыльчатка, снабженный подвеской на шарикоподшипниках с малым трением. Такой датчик обеспечивает дистанционное измерение скорости воздушного потока, а также его температуры. В анемометре АТЕ-1033 имеется возможность сохранения цифровых измерений пульсирующего ветра и занесение их на карту SD в формате Excel в режиме реального времени без использования специального программного обеспечения [6] (рис.2). Измерение скорости воздушного потока осуществляется в диапазоне: 0,4...30,0 м/с с разрешением: 0,1 м/с. Единицы измерения: м/с, км/ч, миль/ч, узлы, футы/мин, а погрешность измерения составляет  $\pm(2\%$

изм.значения + 0,2 м/с). Анемометр АТЕ-1033 снабжён программным обеспечением (ACE-1025\_SDK\_Base Базовый комплект средств разработки ПО АТЕЕ Monitor Aktakom АТЕ Easy Monitor Программное обеспечение). Программное обеспечение в стандартной поставке не имеет физического носителя и может быть загружено на сайте [www.aktakom.ru](http://www.aktakom.ru) в разделе «Программное обеспечение» после приобретения и регистрации прибора с указанием его серийного номера.



Рис. 2. Портативный крыльчатый анемометр типа АТЕ-1033

Прибором АТЕ-1033, установленным на кране КК-32/8т (з-да ОАО «Балткран») портового предприятия г. Астрахани (ГК «Армада») на отм. 16 м от УГР период с 29.03.15 по 07.04.15 зафиксировано семь приборных цифровых записей скорости ветра (табл.1). Как видно из табл.1 для крана КК-32/8т превышение предельно допустимого (паспортного) ветра рабочего состояния  $V_{тр}=14$  м/с происходило 29.03.15г. и 07.04.15г. При этом в эти даты средняя скорость ветра составляла 5.36 и 7.22 м/с, соответственно.

С целью выбора модели внешнего нагружения – пульсирующей цифровой ветровой нагрузки – был проанализирован частотный состав ветрового воздействия, полученного 29.03.15г. и 07.04.15г с использованием разложения в ряд Фурье [7]:

$$f(x) = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^{+\infty} A_k \cos\left(2\pi \frac{k}{T} x + \theta_k\right), \quad (1)$$

где  $A_k$  – амплитуда  $k$ -го гармонического колебания;  $2\pi k/T = k\omega$  – круговая частота гармонического колебания;  $\theta_k$ – начальная фаза  $k$ -го колебания.

Для приборной записи пульсирующего ветра 29.03.15г. (рис.3а) с использованием (1) получены амплитудно-частотная (АЧХ) (рис.3б)

и фазочастотная (рис.3в) (ФЧХ) характеристики. Как видно из рис.3б, амплитуда гармоник убывает с ростом частоты, а энергия ветрового потока сконцентрирована в области низких частот - до 1 Гц.

Таблица 1

Приборные цифровые записи скорости ветра, зафиксированных в период с 29.03.15 по 07.04.15

№	Дата	Начало записи	Окончательные записи	Количество точек	Максимальное значение, м/с	Среднее значение, м/с	Имя файла
1.	29.03.15	9:49:40	18:09:41	30000	18.40	5.36	АМА01002
2.	29.03.15	18:09:42	10:05:03	30000	1.9	0.47	АМА01001
3.	31.03.15	10:05:04	18:25:03	30000	8.8	2.17	АМА01003
4.	06.04.15	13:57:04	22:17:04	30000	9.03	3.17	АМА01004
5.	06.04.15	22:17:05	6:37:04	30000	5.588	1.33	АМА01005
6.	07.04.15	6:37:05	14:57:04	30000	17.83	7.22	АМА01006
7.	07.04.15	14:57:05	20:59:18	21734	15.64	3.47	АМА01007

Из рис.3а видно, что максимальное значение скорости ветра наблюдается в момент времени в 12:22. На рис.4а показан участок приборной записи (выборка) пульсирующего ветра 29.03.15 г. в период с 12:13:34 по 12:28:52 – см. рис.3а и табл.1, где максимальное значение ветра 18,4 м/с, а среднее значение 5,20 м/с, в том числе на рис.4б и рис.4в, приведены соответственно, АЧХ и ФЧХ участка выборки пульсирующего ветра. Как видно из выборки на рис.4б максимумы амплитуд ветрового потока также сконцентрированы в области до 1 Гц, но повлияло на максимальную амплитуду гармоники, которая увеличилась до 1,83 м/с.

Аналогичные вычисления выполнены и для приборной записи пульсирующего ветра от 7.04.15г. На рис.5а показана приборная и осредненная запись пульсирующего ветра 07.04.15 г.: максимальное значение скорости составляет 17,83 м/с; среднее значение 7,22 м/с, а на рис.5б и 5в её АЧХ и ФЧХ, соответственно, причём максимальная амплитуда АЧХ составляет 0,6 м/с.

Кроме полной записи входного ветрового воздействия от 07.04.15г дополнительно выполнен анализ выборки приборной записи от 07.04.15г. содержащей пиковые значения скорости ветра 17,83 м/с – с 13:33:43 по 13:42:47 (рис.6а), вычислены его АЧХ

(рис.6б) с максимальной амплитудой ветрового потока 0,93 м/с и ФЧХ (рис.6в).

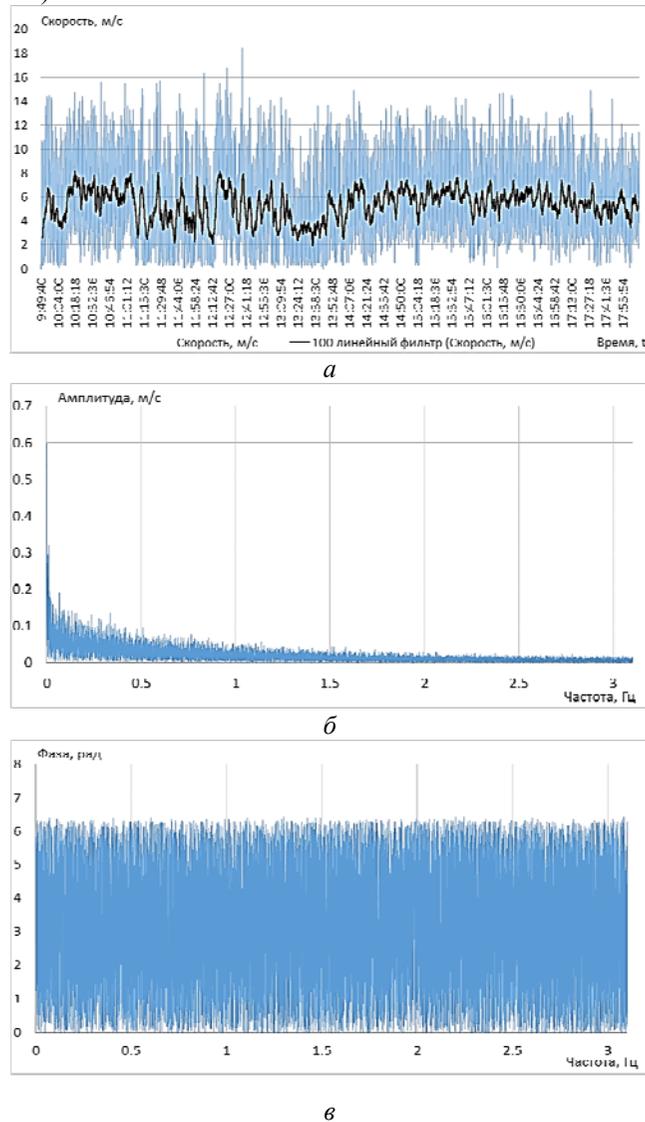


Рис. 3. Цифровая модель пульсирующего ветра 29.03.2015:  
*a* – приборная и осредненная запись пульсирующего ветра: максимальное значение пульсирующей скорости ветра 18,4 м/с; среднее значение 5,36 м/с;  
*б* – амплитудно-частотная характеристика приборной записи пульсирующего ветра; *в* – то же, фазочастотная характеристика

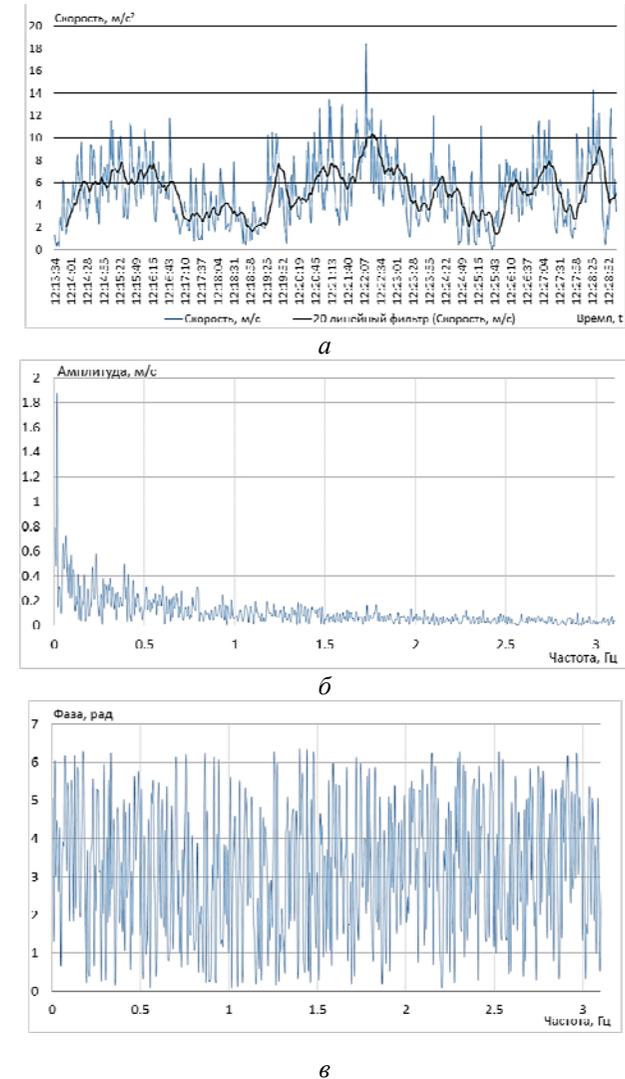


Рис. 4. Выборка записи пульсирующего ветра с 12.13.34 по 12.28.52 от 29.03.2015 с максимальной амплитудой 18,4 м/с:  
*a* – приборная и осредненная запись выборки пульсирующего ветра – см. рис.3а и табл. 1: максимальное значение 18,4 м/с; среднее значение 5,20 м/с;  
*б* – амплитудно-частотная характеристика приборной записи пульсирующего ветра с максимальной амплитудой 1,83 м/с;  
*в* – то же, фазочастотная характеристика

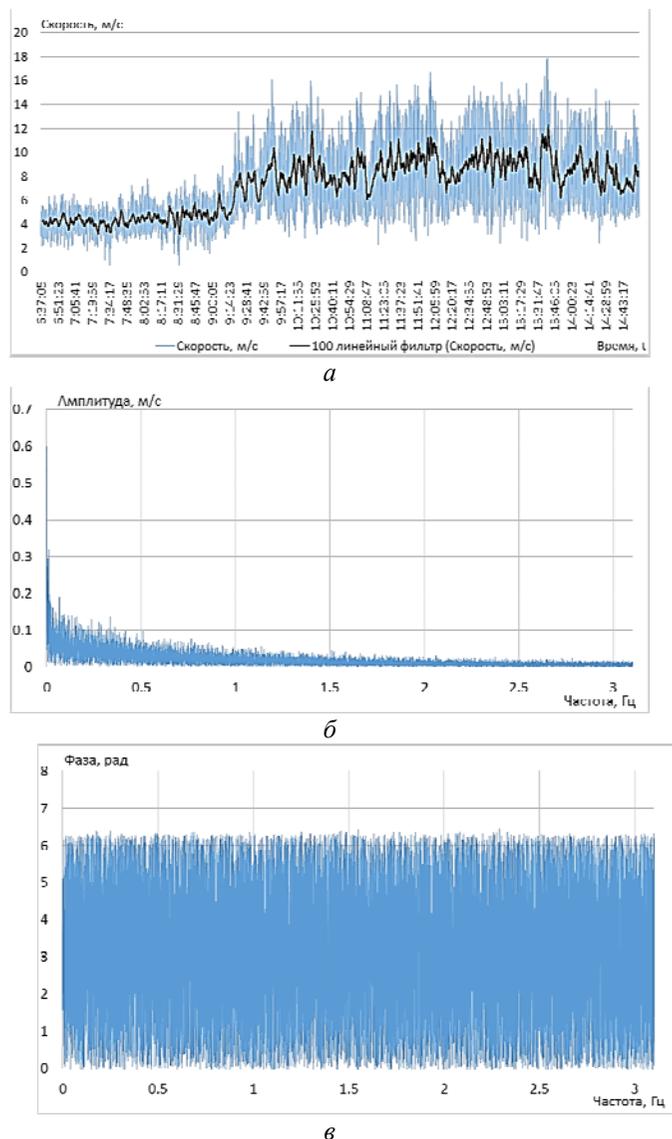


Рис. 5. Цифровая модель пульсирующего ветра 07.04.2015:  
 а – приборная и осредненная запись пульсирующего ветра: максимальное значение 17,83 м/с; среднее значение 7,22 м/с;  
 б – амплитудно-частотная характеристика приборной записи пульсирующего ветра с максимальной амплитудой 0,6 м/с;  
 в – то же, фазочастотная характеристика

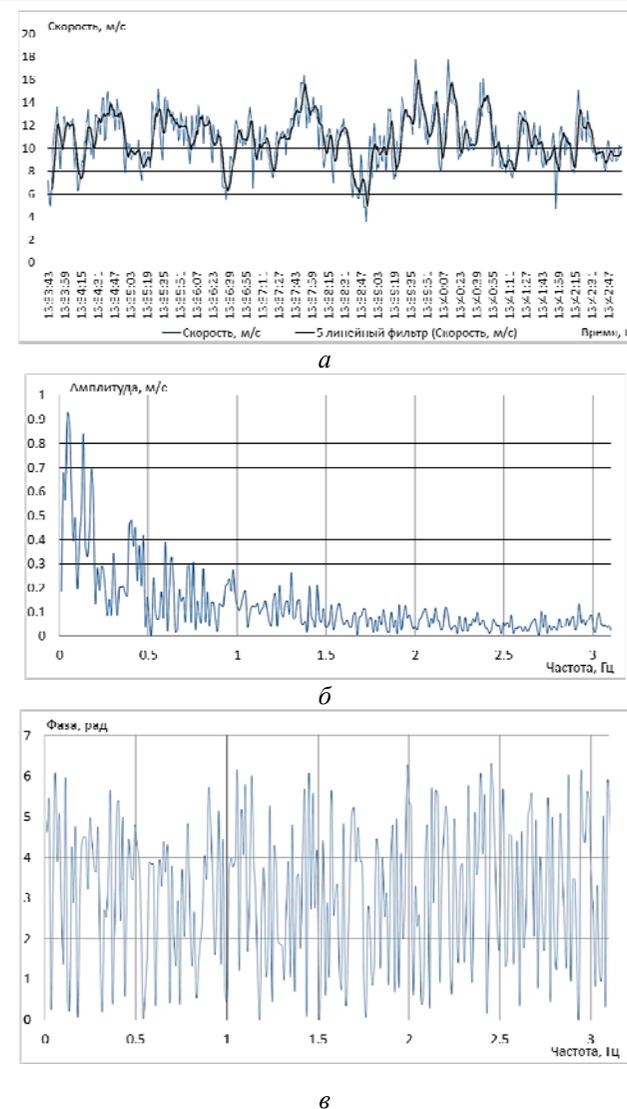


Рис. 6. Выборка записи пульсирующего ветра с 13.33.43 по 13.42.47 от 07.04.2015:

а – приборная и осредненная запись выборки пульсирующего ветра: максимальное значение 17,83 м/с; среднее значение 5,20 м/с;  
 б – амплитудно-частотная характеристика приборной записи пульсирующего ветра с максимальной амплитудой 0,93 м/с;  
 в – то же, фазочастотная характеристика

Сравнивая амплитудно-частотную характеристику записи пульсирующего ветра 07.04.15 г. за период с 13:33:43 по 13:42:47 (рис.6б) и приборной записи пульсирующего ветра 29.03.15 г. в период с 12:13:34 по 12:28:52 (рис.4б) можно сделать вывод, что приборная запись от 07.04.15 г. содержит более широкий спектр максимальных амплитуд на частотах до 1,5 Гц и является более опасной для крановых конструкций.

Прежде всего, представленная в работе расчетная модель пульсирующего ветра, обеспеченная цифровым массивом, представляет собой первый этап в процедуре расчётного анализа крановых конструкций согласно формирования комбинаций расчётных нагрузок по ГОСТ 32579 (2013г), для установления величины которых от ветровых воздействий требуются однозначные представления проектировщика о пульсирующем ветре, определяющем критерии резонансного ветрового возбуждения крановых сооружений, наиболее опасных с позиций промышленной безопасности, определяемой в соответствии с ФНП [8].

Расчётный анализ реальных конструкций кранов должен предусматривать применение пикового значения скоростного напора ветра, являющегося определяющим фактором на величину расчётного ветрового давления, для целей которого, согласно нормативным документам, наряду с регистраторами параметров рабочих режимов, краны следует дооборудовать приборными средствами типа АТЕ-1033 и располагать оценочной базой региональных данных ветровых пульсирующих потоков, являющихся исходной расчётной информацией по установлению резонансных колебаний с учётом собственных частот крановых конструкций.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Панасенко Н.Н. Авария козлового крана под воздействием ветра/ Н.Н. Панасенко, Э.М. Мамбетов, А.В. Синельщиков// М.: Подъемно-транспортное дело, 2015, №3(81). – С.17-19.
2. СНиП 2.01.07-85. Нагрузки и воздействия/ Госстрой СССР. – М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1986. – 36с.
3. Еврокод 1. Воздействия на конструкции. Часть 1-4. Общие воздействия. Ветровые воздействия: ТКП EN 1991-1-4-2009.
4. СП 20.13330.2016. Нагрузки и воздействия. Актуализированная редакция СНиП 2.01.07-85\*. – М.: Минрегионразвития, 2016. – 87с.
5. СТО 36554501-015-2008. Нагрузки и воздействия Текст. Введ. 200901-15. – М.: ФГУП НИЦ Строительство, 2008. – 62с.

6. АТЕ-1033 Анемометр-регистратор [Электронный ресурс]: технические характеристики. URL: [http://www.aktakom.ru/kio/index.php?ELEMENT\\_ID=38091&sphrase\\_id=534684](http://www.aktakom.ru/kio/index.php?ELEMENT_ID=38091&sphrase_id=534684) (дата обращения: 28.04.2015).
7. Панасенко Н.Н. Спектральный анализ Фурье вероятностно-статистических акселерограмм/ Н.Н. Панасенко, Л.С. Синельщикова, А.В. Синельщиков // Вестник Астраханского гос. техн. ун-та. Астрахань: Изд-во АГТУ, 2012. № 2 (54). С. 22–31.
8. Федеральные нормы и правила (ФНП) «Правила безопасности ОПО на которых используются подъемные сооружения»/ Приказ Ростехнадзора от 26.11.2020 №461. – 56с.

*Материал поступил  
в редколлегию 12.05.22.*

УДК 67.02; 67.05

## СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ЭКСТРУДЕРА

Ерёмин И.В.,

Емелин В.И., кандидат технических наук, профессор

Научный руководитель: Емелин В. И.,

кандидат технических наук, профессор

Сибирский Федеральный Университет

ereminiliya@gmail.com

Получены и исследованы зависимости коэффициентов трения скольжения сырой и вулканизированной резины по различным конструкционным материалам при разных температурах эксплуатации. Установленные закономерности коэффициентов трения позволяют обосновать выбор материалов шнека, гильзы и насадки экструдера. Предложена конструкция универсальной шприцотрезной машины на одной платформе взамен двух различных агрегатов в виде червячной машины и механического многолезвийного ножа.

В настоящее время практически во всех областях человеческой деятельности применяются резинотехнические изделия (РТИ), отличающиеся назначением, свойствами, формой, размерами и маркой резины. Даже только в зависимости от назначения таких изделий известно более десятка их видов: изоляторы, камеры, крышки, рессоры, пробки, уплотнители, шланги, манжеты, сальники, прокладки, корпусные элементы, швейные изделия, строительные детали и т. п. Исходными материалами изготовления этих изделий являются различные марки сырой (невулканизированной) резины, для получения которой используются природный и искусственный каучуки с добавками различного назначения. Номенклатура каждого вида указанных изделий в зависимости от размеров, формы и свойств огромна. Процесс производства большинства указанных видов изделий после изготовления сырой резины включает операции резки листов, вальцевания, получения заготовок, формования с одновременной вулканизацией, утилизации брака и переработки отслуживших свой срок изделий. Соответственно для выполнения этих операций применяются механические ножи, вальцы, экструдеры, вулканизационные прессы с комплектом пресс-форм, измельчители и некоторые другие виды оборудования [1]. При конструировании и создании новых моделей указанного оборудования, а также при его эксплуатации конструктору, исследователю и пользователю

приходится иметь дело с закономерностями изменения коэффициентов трения скольжения, как полуфабрикатов, так и готовых изделий по различным видам материалов при разных нагрузках, температурах и интервалах времени. Наибольшие значения температуры и коэффициентов трения возникают при получении заготовок РТИ из сырой резины с использованием экструдеров, для работы которых характерно трение скольжение сырой резины, как правило, по стали при комнатных и повышенных температурах. Поэтому целью работы выбрано повышение качества заготовок РТИ и, в конечном счете, самих этих изделий путем исключения подвулканизации сырой резины за счет снижения сил трения, в частности, путем выбора соответствующего материала пары его трения с сырой резиной.

Во время переработки сырой резины преобладают процессы ее течения и трения скольжения по шнеку, гильзе и профилирующей насадке. При исследовании этих процессов и конструировании экструдеров необходимо учитывать целый ряд особенностей трения скольжения резины и прежде всего сырой по металлам и сплавам, в отличие от процессов трения между другими твердыми телами. Так, например, еще И. Ньютон и другие ученые установили, что коэффициент трения скольжения между твердыми телами зависит только от материалов при трении и не зависит от площади соприкосновения тел, силы их прижатия, скорости скольжения и почти не зависит от шероховатости поверхностей. В случае же трения скольжения вулканизированной и особенно сырой резины по твердым телам, указанное постоянство коэффициентов трения скольжения отсутствует, что подтверждается нашими и другими работами [2,3]. Особенно существенно, как будет показано ниже, влияние состояния вулканизации резины (да, нет), ее температуры, характера скольжения (в покое или в движении).

Одной из проблем работы экструдера является выделение теплоты на этапах деформации резины, придания ей формы и трения о шнек и корпус экструдера. Эта проблема частично решается путем отвода тепла от резины с помощью гильзы и омывания ее проточной водой.

Сравнение различных металлов и сплавов по прочности и теплопроводности приведено в таблице 1. В результате ее анализа установлено:

1) прочность на разрыв циркония превышает прочность титана в 1,6 раза, железа в 3,8, меди в 4,3, а алюминия в 11,9 раз;

2) легирование стали может повышать её прочность в 4,1 раз, а применение сплавов алюминия в 6,5 раз;

Таблица 1

Прочность и теплопроводность конструкционных материалов [4]

Материал	Предел прочности на разрыв, МПа	Коэффициент теплопроводности, Вт/(м·град)
Алюминий Al	80	209,3
Железо Fe	250	74,4
Медь Cu	220	389,6
Титан Ti	600	–
Цирконий Zr	950	–
Сталь Ст3	390	45,4
Сталь 40X	630	45,4
Сталь 60С2А	1600	45,4
AlMn1	120	–
AlZnMgCu1,5	520	–

3) прочность на разрыв ходовой стали Ст. 3 больше прочности ходового алюминиевого сплава AlMn1 в 3,2 раза, а прочность наилучшей легированной стали 60С2А может превышать прочность наилучшего алюминиевого сплава AlZnMgCu1,5 в 3,1 раза;

4) наибольший коэффициент теплопроводности имеет медь, который равен 389,6 Вт/(м·град), что превышает такой же коэффициент алюминия в 1,9 раза, железа в 5,2 раза, а стали Ст. 3 в 8,6 раза.

Выбор сырой резины марки В-14 обосновывается тем, что эта марка применяется для производства формовых и неформовых РТИ в температурном диапазоне от – 60 до +100 °С в отраслях машиностроения, химическом производстве и многих других областях народного хозяйства.

В процессе исследования были использованы:

- резина В-14;
- конструкционные материалы: латунь, медь, алюминий;
- пирометр (бесконтактный термометр) КВТ КТ650В;
- электронный динамометр иrit IR-7456.

Было выполнено три серии испытаний. Каждая из них отличалась: состоянием резины (сырая, вулканизированная),

температурным режимом её нагрева (20 °С и 180 °С) и характером трения скольжения (в покое и в движении). Опыт заключался в измерении силы трения скольжения резины по разным конструкционным материалам с последующим определением коэффициента трения скольжения по формуле

$$\mu = \frac{F_{тр}}{N}$$

где  $F_{тр}$  – сила трения, кГ;  $N$  – вес образца резины совместно с пригрузом, кГ.

Значения коэффициентов трения необходимо знать не только для проектирования устройств с целью получения заготовок РТИ из сырой резины, но при проектировании оборудования для омоложения частично состарившейся сырой резины, вследствие ее чрезмерно длительного хранения, а также при проектировании оборудования для переработки отходов и изношенных РТИ.

Порядок эксперимента: берем образец резины одной массы с дополнительным пригрузом. Общая масса для первого измерения равна – 1,670 кг, для второго – 2,120 кг, для третьего – 4,070 кг, в результате на каждую пару трения (резина-конструкционный материал) приходилось три измерения силы трения скольжения, измеряемой электронным динамометром. При замере силы трения скольжения у нас получается два вида трения: трение скольжения в покое ( $F_{с.п}$ ) и трение скольжения в движении ( $F_{с.д}$ ). Ожидаемая точность измерения силы трения была равна двум знакам после запятой. Результаты представлены в таблице 2.

Таблица 2

Силы трения скольжения сырой резины в движении ( $F_{с.д}$ ) и в покое ( $F_{с.п}$ ) по разным конструкционным материалам при температуре 20 °С

Материал	Сила трения скольжения	Силы трения скольжения с разными пригрузами, кГ			Коэффициент трения скольжения
		1	2	3	
Латунь	$F_{с.п}$	1,40	1,74	3,5	0,84
	$F_{с.д}$	0,94	1,42	2,7	0,63
Медь	$F_{с.п}$	1,15	1,68	3,6	0,79
	$F_{с.д}$	0,84	1,2	2,58	0,57
Алюминий	$F_{с.п}$	1,07	2,03	2,9	0,77
	$F_{с.д}$	0,99	1,35	2,4	0,61

В результате анализа данных таблицы установлено:

1) коэффициент трения скольжения в покое для сырой резины по металлу или сплаву при температуре 20 °С больше значения такого же коэффициента трения в движении: для латуни в 1,3 раза, меди 1,8 раза, алюминия в 1,3 раза;

2) наименьший коэффициент трения сырой резины при 20 °С в движении наблюдается по меди, который равен 0,57.

На рисунке 1 изображена гистограмма коэффициентов трения скольжения сырой резины по различным конструкционным материалам. Результаты гистограммы подтверждают результаты анализа таблицы 2.

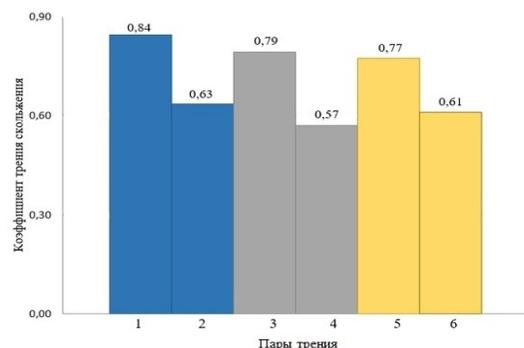


Рис. 1. Гистограмма коэффициентов трения скольжения сырой резины по различным конструкционным материалам: 1 – Латунь-резина ( $F_{\text{лат}}^{\text{с}}$ ); 2 – Латунь-резина ( $F_{\text{лат}}^{\text{д}}$ ); 3 – Медь-резина ( $F_{\text{мед}}^{\text{с}}$ ); 4 – Медь-резина ( $F_{\text{мед}}^{\text{д}}$ ); 5 – Алюминий-резина ( $F_{\text{алю}}^{\text{с}}$ ); 6 – Алюминий-резина ( $F_{\text{алю}}^{\text{д}}$ )

Вторая серия испытаний проведена аналогично методике первой, но только с вулканизированной резиной. Результаты испытаний сведены в таблицу 3.

Таблица 3

Результаты измерения силы трения скольжения вулканизированной резины по различным конструкционным материалам при температуре 20 °С

Материал	Силы трения скольжения с различными пригрузами, кГ			Коэффициент трения скольжения в движении
	1	2	3	
Латунь	0,95	1,25	2,31	0,58
Медь	0,91	1,06	2,09	0,52
Алюминий	0,93	1,14	2,12	0,54

Анализ данных таблицы 3 показывает, что наименьшее значение коэффициента трения скольжения в движении по различным металлам и сплавам при температуре 20 °С характерно для меди и равно 0,52. Сравнение же данных таблиц 2 и 3 показывает, что этот коэффициент для вулканизированной резины меньше, чем для сырой на 7,9-11,5% в зависимости от вида конструкционного материала.

Гистограмма коэффициентов трения скольжения вулканизированной резины по разным материалам представлена на рисунке 2.

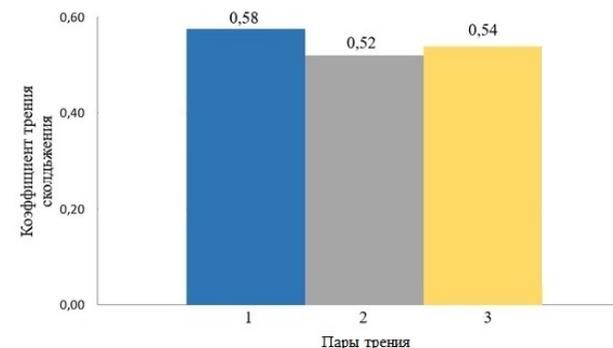


Рис. 2. Гистограмма коэффициентов трения скольжения вулканизированной резины при температуре 20 °С по разным конструкционным материалам: 1 – Латунь-резина; 2 – Медь-резина; 3 – Алюминий-резина

Последнее испытание проводилось при температуре 180 °С. Испытание нельзя назвать успешным, так как условия не позволяли поддерживать постоянную температуру соприкасающихся материалов, подтверждение этого показано на рисунках 4 и 5. Однако по результатам этого испытания все же можно сделать вывод о том, что при повышении температуры сила трения повышается, как у сырой резины, так и у вулканизированной.

В результате анализа данных таблицы 4 установлено, что коэффициент трения скольжения в движении при температуре 180 °С для сырой резины значительно больше, чем для вулканизированной на 27,6÷41,5% и это превышение значительно зависит от вида конструкционного материала пары трения: для алюминия оно наибольшее, а для меди наименьшее. Сопоставление же данных таблиц 2 и 4 показывает, что коэффициент трения скольжения в

движении для сырой резины при температуре 180 °С значительно больше, чем при 20 °С и зависит от вида конструкционного материала, так для латуни это превышение равно 41,1 %, меди – 59,6 %, алюминия – 58,5 %.

Таблица 4

Результаты измерения силы трения скольжения в движении сырой и вулканизированной резины по различным материалам при температуре 180 °С

Материал	Вид резины	Силы трения скольжения с разными пригрузами, кГ			Коэффициент трения скольжения
		1	2	3	
Латунь	Сырая	1,98	1,92	4,58	1,07
	Вулканизированная	1,51	1,53	2,8	0,77
Медь	Сырая	2,38	2,76	6,16	1,41
	Вулканизированная	1,65	2,3	4,04	1,02
Алюминий	Сырая	2,42	3,01	6,31	1,47
	Вулканизированная	1,43	1,92	3,3	0,86

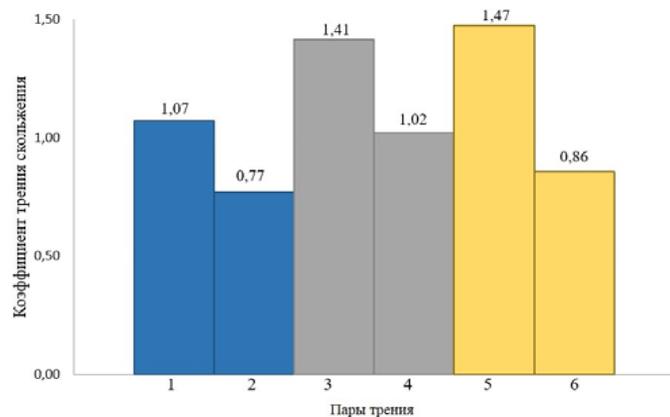


Рис. 3. Гистограмма коэффициентов трения скольжения сырой и вулканизированной резины, при температуре 180 °С по различным конструкционным материалам: 1 – Латунь - сырая резина; 2 – Латунь - вулканизированная резина; 3 – Медь - сырая резина; 4 – Медь - вулканизированная резина; 5 – Алюминий - сырая резина; 6 – Алюминий - вулканизированная резина

На рисунке 3 изображена гистограмма коэффициентов трения скольжения сырой и вулканизированной резины по различным конструкционным материалам при температуре 180 °С. Результаты анализа этой гистограммы соответствуют результатам анализа данных таблицы 4.

Выводы.

1. Установлено, что если выбор тяжело нагруженных деталей экструдера (шнека и профилирующей насадки) выполнять, исходя из обеспечения их максимальной прочности (а для шнека – ещё и производительности), то следует эти детали изготавливать из легированной стали, а если – из уменьшения температуры нагрева сырой резины и, следовательно, исходя из уменьшения расхода энергии на их изготовление, уменьшение под вулканизации и старения заготовок из сырой резины, то шнек следует изготавливать из меди или ее сплавов ( латунь, бронза и т. п.), то есть при этом неизбежно получение противоречивых результатов . Для их исключения шнек и насадку предлагается изготавливать из легированной стали (то есть с обеспечением максимальной прочности) с последующим нанесением медного покрытия (для уменьшения трения скольжения сырой резины и, следовательно, для уменьшения ее нагрева и подвулканизации).

2. Гильзу предлагается изготавливать из меди или ее сплавов (например латуни) для повышения теплопроводности, отдачи тепла охлаждающей жидкости и, следовательно, для уменьшения старения сырой резины, продвигаемой шнеком в сторону насадки. Также гильзу экструдера допускается изготавливать из стали любой ходовой марки, например, Ст. 3. При этом эксплуатация экструдера с гильзой из такой стали может осуществляться с использованием охлаждающей жидкости в виде минерального масла, либо в виде воды с антикоррозионной присадкой

3. В качестве электролита для нанесения покрытия на шнек предлагается использовать дешевый и широко распространённый медный купорос (CuSO<sub>4</sub>).

4. Для использования на эксплуатационных предприятиях типа автобаз или баз механизации предлагается конструкция экструдера скомпонованного в один агрегат с отрезным ножом, установленным на выходном двухконцовом валу червячного редуктора. При этом один выходной конец вала через муфту должен быть соединен со

шнеком, а второй с многолезвийным дисковым ножом (3–5 лезвий) при отсутствии муфты. Применение такой универсальной шприцотрезной машины позволит исключить, в отличие от использования специализированных машин, один электродвигатель и один червячный редуктор, а также значительно сократить используемую производственную площадь.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Резниченко, С. В. Большой справочник резинщика. Резины и резинотехнические изделия / С. В. Резниченко, Ю. Л. Морозов: 2-е издание, – М.: Издательский центр "Техинформ" международной академии информации, 2012. – 205 с.
2. Шаховец, С. Е. Оборудование для комплексной механотермохимической регенерации резин / С. Е. Шаховец, Б. Л. Смирнов, В. В. Богданов. // Известия Санкт-Петербургского государственного технологического института (технического университета). – 2007. – №27. – С. 53-56.
3. Бачурина, М. В. Моделирование процессов течения и теплообмена расплава полимера в зоне дозирования одношнекового экструдера / М. В. Бачурина, А. Г. Щербинин // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Электротехника, информационные технологии, системы управления. – 2012. – С. 138–143.
4. Гордиенко, Е. П. Справочные таблицы: Справочное пособие для практических занятий по дисциплине «Сопротивление материалов» / Е. П. Гордиенко, под ред. Т. Ф. Гавриловой // Тольятти: ТГУ. – 2006. – 9 с.

*Материал поступил  
в редколлегию 25.05.22.*

УДК 621.867

## СПЕЦИФИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПЛАСТИНЧАТОГО КОНВЕЙЕРА ДЛЯ ТРАНСПОРТИРОВКИ ШТУЧНОГО ГРУЗА НА ПРИМЕРЕ ТАРЫ

Конохов Д.В.,

Зуева Е.П., кандидат технических наук, доцент  
Брянский государственный технический университет  
konokhov99@inbox.ru, epzyeva@bk.ru

Рассмотрена специфика проектирования наклонного пластинчатого конвейера длиной 20 метров и углом наклона  $24^\circ$  к горизонту при перемещении штучного груза на примере тары, имеющей форму куба со сторонами 0,5 метров и массой 40 килограмм. Показана проблематика проектирования наклонного настила пластинчатого конвейера: под действием силы тяжести тара соскальзывает и ударяет следом идущую, что приводит к сходу груза с настила; под действием распределенной нагрузки от грузонесущего элемента и вращающихся частей, конвейер не может полностью остановиться и в определенный момент настил с грузом начинает движение в обратном направлении, что так же приводит к сходу транспортируемой тары. Решением данных проблем является разработка элементов плоского разомкнутого настила, которые предотвращают соскальзывание тары, а также использование червячного мотор-редуктора с углом нарезки червячного вала при котором зубчатое колесо не сможет вращать вал в обратную сторону.

Конвейеры незаменимые машины непрерывного транспорта (МНТ), предназначенные для транспортировки сыпучих, кусковых или штучных грузов на разных производствах. Важной характеристикой работы конвейеров является их непрерывность [2].

Конвейеры с цепным тяговым элементом получили широкое распространение как средства промышленного и пассажирского транспорта. Среди промышленных цепных конвейеров можно выделить пластинчатые. Тяговым элементом конвейера является одна или две цепи, грузонесущим – жесткий металлический или, реже, деревянный, пластмассовый, резинотканевый настил (полотно), состоящий из отдельных пластин (поэтому конвейер называется пластинчатым). Пластинчатый конвейер применяют для транспортирования в горизонтальном и наклонном направлениях различных насыпных и штучных грузов во многих отраслях промышленности, а также для перемещения изделия от одного рабочего места к другому по технологическому процессу при поточном производстве [4].

При проектировании пластинчатого конвейера особое внимание уделяется разработке приводной станции (приводного вала, приводных звездочек и привода конвейера), натяжной станции (натяжной оси, натяжным звездочкам и узла натяжения), настилу, тяговым цепям и, собственно, металлоконструкции конвейера. В зависимости от транспортируемого груза и исходных данных для проектирования конвейера, также существуют важные конструкторские моменты, которые следует учитывать при разработке конвейера.

Разрабатываемый наклонный пластинчатый конвейер длиной 20 метров и углом наклона к горизонту  $24^\circ$  для перемещения штучных грузов (мешков, бочек, тары и др.) имеет определенную специфику при его проектировании, так как он транспортирует тару, имеющую форму куба со сторонами равными 0,5 м и массой 40 кг. Общий вид данного конвейера представлен на рисунке 1.

Есть большая вероятность, что тара, находясь на настиле под углом к горизонту и под воздействием силы тяжести соскользнет и ударит следом идущий груз, что приведет к сходу тары с настила. Также из-за наклона, под действием распределенной нагрузки от грузонесущего элемента и вращающихся частей, конвейер не сможет полностью остановиться и в определенный момент настил с грузом начнет движение в обратном направлении, что так же приведет к сходу транспортируемой тары.

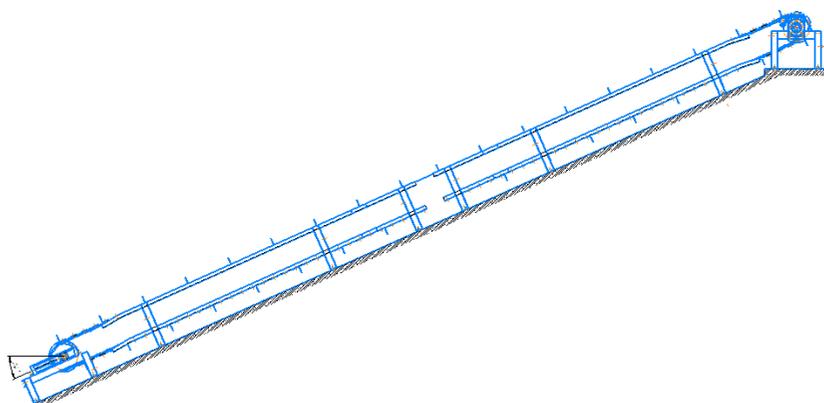


Рис. 1. Общий вид наклонного пластинчатого конвейера

Решением первой озвученной выше проблемы является разработка элементов пластинчатого настила, для предотвращения соскальзывания тары. Зная габариты транспортируемого груза, был разработан разомкнутый пластинчатый настил, каждая четвертая пластина которого имеет форму уголка, что предотвращает скольжения груза по всему настилу. При использовании такой конструкции с пластинчатой цепью, имеющей шаг 0,25 метра, не возникает проблем с загрузкой и выгрузкой, с учетом производительности проектируемого конвейера - 20 штук [3]. Фрагмент пластинчатого настила представлен на рисунке 2.

Решением второй проблемы является установка червячного мотор-редуктора с углом нарезки червячного вала при котором зубчатое колесо не сможет вращать вал в обратную сторону. Поэтому нет необходимости в установке тормоза, не смотря на положительный тормозной момент в расчетах [3].

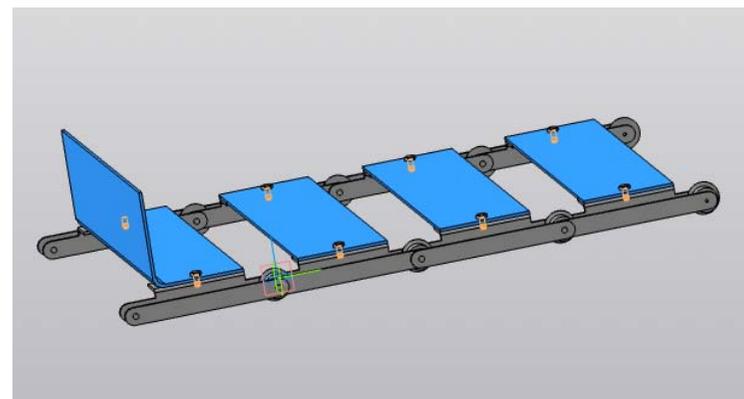


Рис. 2. Фрагмент пластинчатого настила

Немаловажным при разработке конвейера является вопрос сборки и дальнейшей его транспортировки до будущего места эксплуатации. Поэтому еще на ранних этапах проектирования необходимо позаботиться о данной проблеме. Для наиболее удобной сборки и разборки элементов конвейера все соединения необходимо делать болтовыми, за исключением тех, что невозможно сделать без применения сварки или применение болтового соединения будет не целесообразно. Такое конструкторское решение во много раз

облегчит транспортировку и сборку конвейера на месте эксплуатации.

Разработанная модель наклонного пластинчатого конвейера представлена на рисунке 3.

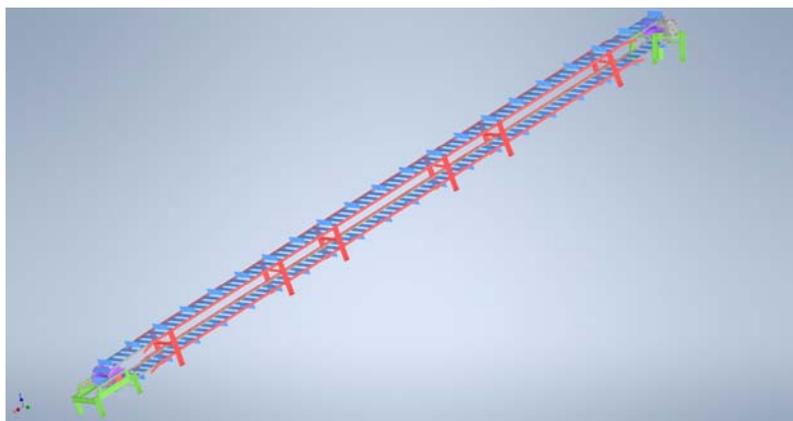


Рис. 3. Модель пластинчатого конвейера

Опорные металлические конструкции линейных частей пластинчатого конвейера изготавливаются из проката (уголок, швеллер) отдельными секциями длиной 6 метров. Приводная и натяжная секции изготавливаются отдельно с учетом особенностей компоновки привода и натяжного устройства. Все секции стыкуются с помощью специальных накладок болтовыми соединениями. На криволинейных участках секций над путевым профилем (опорной металлоконструкцией, служащей в качестве направляющей для ходовых катков цепей) устанавливаются контршины. В качестве ходового пути применяют уголки (для конвейеров лёгкого типа) [1].

На проектируемом пластинчатом конвейере установлено винтовое натяжное устройство, совмещенное с осью концевых звездочек. Одна из звездочек натяжного устройства крепится жестко на оси при помощи шпоночного соединения. Другая звездочка не имеет жесткого крепления, что позволяет ей совершать перемещения относительно жестко установленной звездочки.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дунаев, В.П. Машины непрерывного транспорта. Цепные конвейеры [Текст] + [Электронный ресурс]: учеб. пособие/ В.П. Дунаев, К.А. Гончаров. – Брянск: БГТУ, 2017. – 85 с.
2. Киселев, Б.Р. Ленточный конвейер. Расчет и проектирование основных узлов: учеб. пособие/ Б.Р. Киселев, М.Ю. Колобов; Иван. гос. хим.-технол. ун-т. – Иваново, 2019. – 179 с.
3. Конохов, Д.В. Особенность проектирования пластинчатого конвейера для транспортировки штучного груза. Материалы 77-й студенческой научной конференции: [Текст] + [Электронный ресурс]. – Брянск: БГТУ, 2022.
4. Спиваковский, А.О. Транспортирующие машины: учеб. Пособие для машиностроительных вузов/ А.О. Спиваковский, В.К. Дьяков; 3-е изд. перераб. – М.: Машиностроение, 1983. – 487 с.

*Материал поступил  
в редколлегию 20.05.22.*

УДК 621.874

## ТИПОВЫЕ ДЕФЕКТЫ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ МОСТОВЫХ КРАНОВ

Сильванович В.К.,

Зуева Е.П., кандидат технических наук, доцент

Брянский государственный технический университет

okno0626@gmail.com, epzyeva@bk.ru

В статье представлены характерные дефекты металлоконструкций мостовых кранов и некоторые причины их возникновения. Приведены наиболее популярные методы диагностики дефектов металлоконструкций мостовых кранов, а также способы их устранения.

В современном производстве большое распространение при выполнении технологических операций по подъему и опусканию грузов получили краны мостового типа. Высокий спрос на этот вид техники объясняется преимуществами мостовых кранов, в число которых входят:

- возможности применения мостовых кранов на различных производствах: металлургии, машиностроении, в производственных цехах, на участках ремонта и т.д.);

- высокая ремонтпригодность благодаря простоте конструкции; это позволяет мостовым кранам иметь долгий срок службы (от 20 до 30 лет в зависимости от группы режима работы и срока службы несущих металлических конструкций мостового крана) и при должном контроле работать и после выхода нормативного срока службы;

- широкий диапазон модификации конструкции. Благодаря этому заказчик может подобрать модель мостового крана с наиболее подходящими характеристиками, которые помогают закрыть все потребности заказчика;

- высокие эксплуатационные качества.

Статистика показывает, что объемы производства мостовых кранов увеличиваются из года в год. Так в 2022 году в России мостовых кранов было выпущено 2120 штук, что на 27,1% больше, чем в 2020 году.

Наиболее нагруженный элемент мостового крана – это его металлоконструкция. При проведении освидетельствования и экспертного обследования в металлоконструкциях выявляют

различные дефекты. К характерным дефектам металлоконструкций мостовых кранов относятся:

1. Трещины на концевых балках в зонах расположения букс ходовых колес.

Трещины могут локализоваться между стенкой и гнутым листом по сварному шву, на нижнем поясе концевой балки в месте выреза для ходового колеса механизма передвижения крана, на внутренней диафрагме концевой балки [1]. Место возникновения трещины на концевой балке в зоне расположения букс ходовых колес показано на рисунке 1 утолщенной линией.

Высокие напряжения возникают в этой зоне из-за возникающих вертикальных и поперечных горизонтальных усилий при движении крана, а также из-за возникающего крутящего момента.

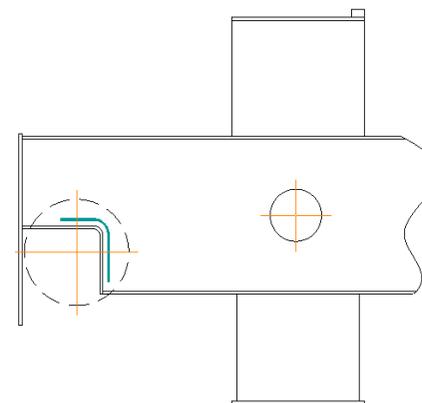


Рис. 1. Схема расположения трещин в узле крепления букс ходовых колес мостового крана (утолщенной линией отмечена зона концентратора напряжений)

2. Трещины в местах стыковок главных балок с концевыми балками мостового крана.

Чаще всего концентраторы напряжений возникают в местах расположения косынок и монтажных накладок, а также в местах расположения сварных швов. На рисунке 2 представлена схема расположения трещин в местах стыковки главных балок с концевыми балками.

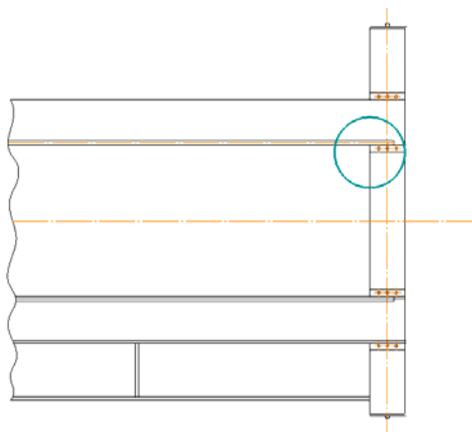


Рис. 2. Схема расположения трещин в местах стыковки главных балок с концевыми балками

3. Трещины в местах опирания главных балок моста крана на концевые балки мостового крана.

4. Трещины в местах прикрепления кабины крановщика к главной балке, механизма передвижения крана, галерей для осмотра состояния мостового крана.

5. Трещины, возникающие в верхнем поясе главных балок моста мостового крана, в местах стыковки рельсов для передвижения грузовой тележки [1]. Схема расположения описанных трещин представлена на рисунке 3.

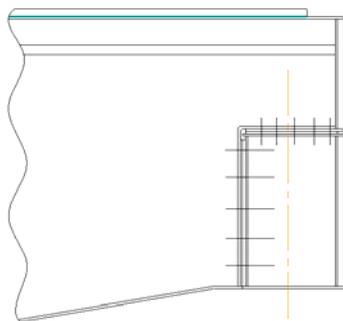


Рис. 3. Схема расположения трещин в месте стыковки рельса для передвижения грузовой тележки с главной балкой моста мостового крана

6. Трещины, образующиеся в местах приварки ребер жесткости и диафрагм [2].

7. Трещины в местах изменения сечения главной балки. Данный вид трещин возникает в месте расположения сварного шва и имеет опасность распространения на основной металл главной балки моста мостового крана.

8. Трещины в металлоконструкции крановой тележки [3].

Местами, наиболее подверженными возникновению трещин, являются места крепления редуктора и мотор-редуктора механизма передвижения грузовой тележки, а также в места крепления боек ходовых колес [1].

Представленные выше дефекты могут привести к хрупкому разрушению металлоконструкции мостового крана и невозможности дальнейшей его эксплуатации. Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности «Правила безопасности опасных производственных объектов, на которых используются подъемные сооружения» запрещают эксплуатацию грузоподъемных машин до проведения ремонта по устранению дефектов в ответственных металлоконструкциях [4]. Поэтому особое внимание стоит уделять диагностике и оценке технического состояния металлоконструкции мостового крана.

Диагностику рассматриваемых дефектов металлоконструкции мостовых кранов можно провести следующими методами:

- магнитопорошковый, суть метода состоит в рассеянии ферромагнитного порошка или магнитной суспензии и в дальнейшей регистрации магнитных полей над дефектами [5];
- визуальный, метод заключается в визуальном наблюдении без использования оптических устройств и приборов;
- визуально-оптический, данный метод проводится с использованием оптических устройств и приборов [6];
- ультразвуковой, метод состоит в распространении ультразвуковых волн через объект контроля и регистрации сигнала от поверхности с дефектом [7];
- радиографический, применим для выявления трещин, несплоев, включений в сварных соединениях [8].

Для устранения выявленных дефектов в зоне расположения трещин чаще всего устанавливают накладки, поскольку этот метод борьбы с трещинами является наиболее простым и экономичным.

Однако главным недостатком данного метода является его недолговечность, так как в месте установки накладки трещины образуются снова. Поэтому для обеспечения большей долговечности в зоне образования трещины устанавливают накладной лист на вертикальную стенку. В качестве еще одного метода борьбы с дефектами металлоконструкций мостовых кранов устанавливают дополнительные ребра жесткости, коробчатые элементы, дополнительную стенку.

Своевременное применение методов диагностики состояния металлоконструкций мостовых кранов, а также качественное устранение выявленных дефектов помогает продлить срок эксплуатации мостовых кранов.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Характерные дефекты металлоконструкций мостовых кранов. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://skb-visota.ru/kharakternyye-defekty/> (дата доступа 14.05.2022 г.).
2. Щеткин Р.В., Характерные дефекты концевых балок опорных мостовых кранов и методы их устранения при ремонте и модернизации // Вестник Пермского государственного технического университета. Охрана окружающей среды, транспорт, безопасность жизнедеятельности. – 2011 - №1. - С. 107 - 118.
3. РД 10-112-6-03. Методические указания по обследованию специальных металлургических кранов.
4. Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности «Правила безопасности опасных производственных объектов, на которых используются подъемные сооружения», утвержденные приказом Федеральной службы по экологическому, технологическому и атомному надзору №461 от 26.11.2020 г.
5. ГОСТ Р 56512-2015. Контроль неразрушающий. Магнитопорошковый метод.
6. ГОСТ Р 58399-2019. Контроль неразрушающий. Методы оптические. Общие требования.
7. ГОСТ Р ИСО 16810-2016. Неразрушающий контроль. Ультразвуковой контроль. Общие положения.
8. ГОСТ 7512-82. Контроль неразрушающий. Соединения сварные

*Материал поступил  
в редколлегию 20.05.22.*

УДК 621.86

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ КАНАТНОЙ МАШИНЫ ДЛЯ ЛЕСОЗАГОТОВКИ

Лагереv И.А., доктор технических наук, профессор,  
Химич А.В., аспирант  
Брянский государственный университет  
имени академика И.Г. Петровского  
[lagerev-bgu@yandex.ru](mailto:lagerev-bgu@yandex.ru), [annahimich14@mail.ru](mailto:annahimich14@mail.ru)

В статье приведены результаты исследований, посвященных разработке математической модели канатной машины для лесозаготовки на крутых склонах. Приведены расчетные схемы, уравнения движения, выполнено численное компьютерное моделирование и проанализированы результаты. Исследование выполнено при финансовой поддержке гранта Президента РФ для государственной поддержки молодых российских ученых-докторов наук №МД-1543.2022.4.

Мобильные транспортно-перегрузочные канатные комплексы являются перспективным видом подъемно-транспортных машин [1–8]. Они также могут быть использованы для лесозаготовки на склонах [9].

Такие комплексы (рис. 1) размещаются на крутом склоне 1 и состоят из как минимум двух базовых станций 2 и 3, в качестве которых могут выступать колесные или гусеничные шасси. Между базовыми станциями по несущим канатам 7 передвигается рабочий орган (лесопильная головка-захват) 4. Привод головки осуществляется с помощью лебедки 5 посредством тягового каната 6. Такое разделение канатов по функциям является типичным для канатных дорог разной конструкции и назначения. В расчетах считается, что длина склона равна  $L$ , а угол его наклона к горизонту равен  $\alpha$ . На практике угол  $\alpha$  может превышать 30 градусов.

На расчетной схеме (рис. 2) укрупненно показана область рабочего органа исследуемой машины. Разработанная математическая модель позволяет моделировать колебательные движения рабочего органа с массой  $m_0$  вдоль тягового каната (координата  $x_0$ ), а также в вертикальном направлении (координата  $y_0$ ).

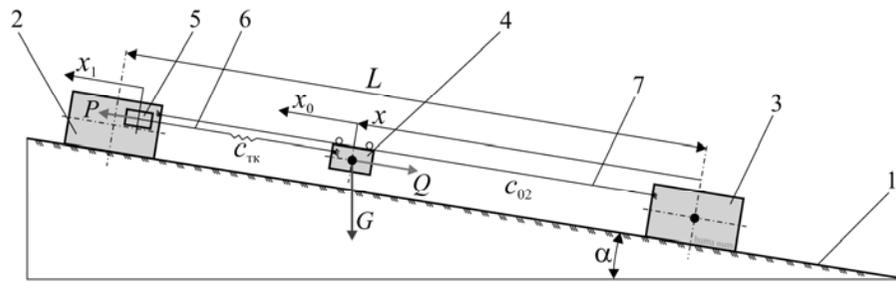


Рис. 1. Схема исследуемой машины для лесозаготовки на склоне: 1 – склон; 2, 3 – базовые станции; 4 – лесопильная головка-захват; 5 – приводная лебедка тягового каната; 6 – тяговый канат; 7 – несущий канат

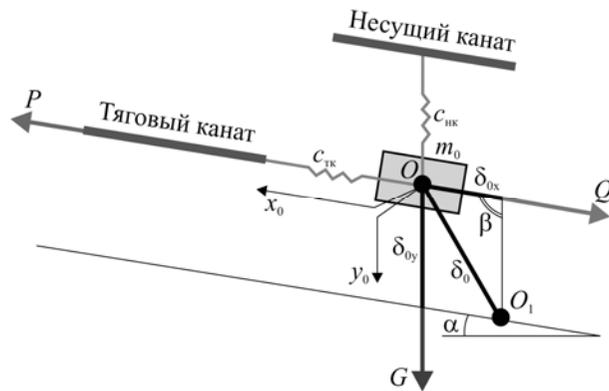


Рис. 2. Расчетная схема для исследования колебаний грузозахватного органа

Уравнения движения для исследуемой системы (рис. 2) выглядят следующим образом [10-11]:

$$\begin{cases} m_0 \ddot{x}_0 + c_{тк} (x_1 - x_0) - c_{нк} y_0 \sin \alpha = -Q - G \sin \alpha; \\ m_0 \ddot{y}_0 - c_{нк} y_0 + c_{тк} (x_1 - x_0) \sin \alpha = G + Q \sin \alpha; \\ m_1 \ddot{x}_1 + c_{тк} (x_0 - x_1) = P(\dot{x}_1), \end{cases}$$

где  $x_0, y_0, x_1$  – координаты (соответственно) грузозахватного органа вдоль тягового каната, в вертикальном направлении и привода лебедки;  $m_1$  – приведенная к координате  $x_1$  масса крутящихся частей лебедки;  $c_{нк}$  – жесткость несущего каната (изменяется в зависимости от положения грузозахватного органа между базовыми станциями);  $c_{тк}$  – жесткость тягового каната;  $Q$  – внешнее воздействие со стороны ра-

бочего органа;  $G$  – вес рабочего органа с транспортируемым деревом;  $P(\dot{x}_1)$  – приведенное к координате  $x_1$  приводное усилие лебедки.

Начальные условия для численного интегрирования уравнений движения:  $x_0(t=0) = x, y_0(t=0) = y, \dot{x}_1(t=0) = x_{10}$ , где  $t$  – модельное время;  $x, y$  – начальное положение рабочего органа вдоль тягового каната и в вертикальном направлении соответственно,  $x_{10}$  – номинальная скорость вращения лебедки, приведенная к линейному движению тягового каната.

Решение уравнений движения проводилось численно в программе собственной разработки. Шаг интегрирования равен 0,001 с. Использовались следующие значения параметров уравнений движения:  $m_0 = 500$  кг,  $m_1 = 26000$  кг,  $c_{тк} = 100000$  Н/м,  $c_{нк, \min} = 900000$  Н/м,  $c_{нк, \max} = 2100000$  Н/м,  $Q = 0$  Н;  $G = 4905$  Н; максимальное значение  $P = 5396$  Н,  $x = 0$  м,  $y_0 = 0$  м,  $x_{10} = 0,129$  м/с,  $\alpha = 30^\circ$ .

Полученные графики динамических процессов в исследуемой машине показаны на рис. 3, 4.

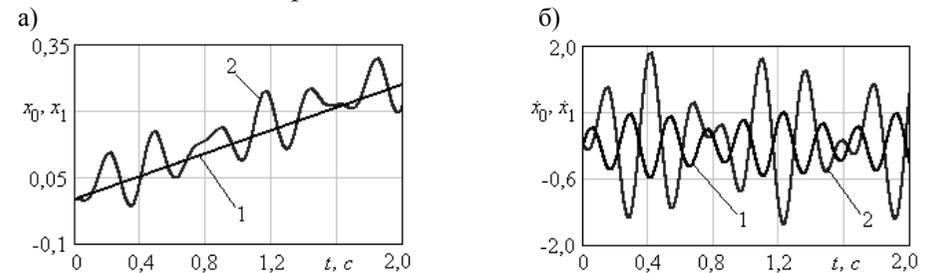


Рис. 3. Результаты расчета подъема грузозахватного органа: а – графики изменения координат; б – графики изменения скоростей; 1 – для лебедки; 2 – для грузозахватного органа

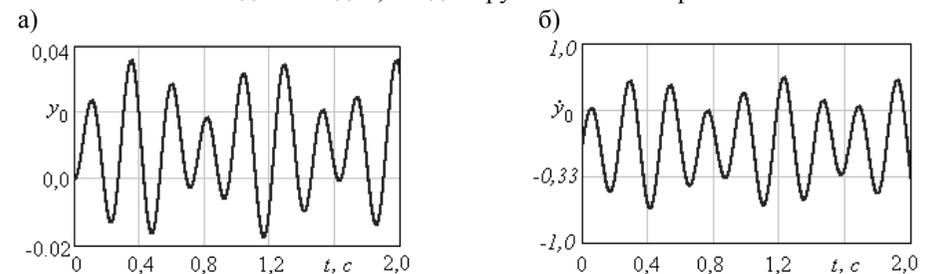


Рис. 4. Результаты расчета вертикальных колебаний грузозахватного органа: а – графики изменения координаты; б – графики изменения скорости

По результатам проведенного исследования можно сделать следующие выводы. Учет влияния тягового и несущего каната позволяет повысить точность исследования рабочих процессов. Амплитуды и частоты колебательных процессов координат и скоростей вдоль тягового каната выше, чем без учета влияния несущего каната. Колебания грузозахватного органа в вертикальной плоскости и вдоль тягового каната происходят в противофазе

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пат. 2337023 Рос. Федерация: МПК7 В61В 7/00. Мобильная подвесная канатная дорога / Короткий А.А., Хальфин М.Н., Маслов В.Б. и др.; заявитель и патентообладатель ООО «Инженерно-консультационный центр «Мысль» НГТУ. – № 2007102705/11; заявл. 24.01.2007; опубл. 27.10.2008, Бюл. 30.
2. Лагерев, И.А. Варианты компоновки основного технологического оборудования на базовых шасси мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов и их сравнительный анализ / И.А. Лагерев, А.В. Лагерев, В.И. Таричко // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2022. – №3. – С. 236-250.
3. Лагерев, А.В. Предварительная компоновка основного технологического оборудования самоходной машины мобильной канатной дороги со штанговым механизмом установки и фиксации концевой опоры / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2022. – №4. – С. 336-347.
4. Таричко, В.И. Основные результаты разработки трансмиссии перспективного шасси для размещения мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса [Текст] / В.И. Таричко, Д.И. Перминова // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2022. – №1. – С. 66-72.
5. Таричко, В.И. Моделирование нагруженности рамы базовой станции мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса [Текст] / В.И. Таричко, П.И. Шалупина // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2022. – №2. – С. 166-175.
6. Таричко, В.И. Моделирование нагруженности полуприцепа мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса с размещением мачты на платформе [Текст] / В.И. Таричко, П.И. Шалупина // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2022. – №1. – С. 73-81.
7. Лагерев, А.В. Обеспечение общей устойчивости базовых колесных станций мобильных канатных дорог / А.В. Лагерев, В.И. Таричко, С.В. Солдатченков // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2019. – №2. – С. 152-169.
8. Лагерев, А.В. Оптимальное проектирование линий канатного метро в условиях сильно урбанизированной городской среды / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев // Известия Московского государственного технического университета МАМИ. – 2015. – Т.1. – № 1. – С. 57-65.
9. Григорьев, И. Лесозаготовительные машины для работы на склонах / И. Григорьев, О. Куницкая, С. Рудов, В. Каляшов, А. Тамби // Бюллетень ассоциации «Лестех». – 2020. – № 1. – С. 4-9.
10. Лагерев, И.А. Снижение ударной нагрузки, вызываемой люфтом в шарнирных соединениях звеньев крано-манипуляторных установок / И.А. Лагерев, А.А. Мильто, А.В. Лагерев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2015. – № 2. – С. 37-44.

11. Лагерев, И.А. Эффективность упругого демпфирования в шарнирных соединениях стрел крано-манипуляторных установок при повышенных зазорах / И.А. Лагерев, А.А. Мильто, А.В. Лагерев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2016. – № 1. – С. 18-36.

*Материал поступил  
в редколлегию 25.04.22.*

УДК 621.86

## ПРОВЕРКА АКТУАЛЬНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ КРИТЕРИЯ МОИСЕЕВА-РОЗЕНБЕРГА ДЛЯ ЭКСПРЕС-ОЦЕНКИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ КОНСТРУКЦИЙ РЕДУКТОРОВ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ

Кузенков А.И.

Научный руководитель: Леонтьев М. Ю.,

кандидат технических наук, доцент

Калужский филиал

Московского государственного технического университета

имени Н.Э. Баумана (КФ МГТУ)

Показано, что используемый в практике проектирования критерий расчетной экспресс-оценки работоспособности редукторов не является универсальным и предложен вариант его актуализации.

Уже долгие годы при проектировании зубчатых передач конструкторы традиционно используют подтвержденные многолетней практикой рекомендации и критерии. Одним из таких критериев является так называемый критерий Моисеева-Розенберга, ограничивающий максимальную допускаемую расчетную деформацию зубьев азотированных зубчатых колес величиной 20 мкм [1].

В то же время, устойчивая тенденция непрерывного повышения скоростей и нагрузок, передаваемых зубчатыми редукторами [2 и др.], а также, опыт применения современных пакетов прикладных программ для расчета и проектирования зубчатых зацеплений, делают актуальным вопрос о корректности использования подобных подходов сегодня.

Для ответа на этот вопрос применительно к упомянутому критерию Моисеева-Розенберга нами были выполнены его расчеты для нескольких современных редукторов, наугад выбранных из каталогов, представленных на сайтах ведущих мировых производителей.

Согласно [1] расчет критерия Моисеева-Розенберга производится для того из колес зубчатой пары, которое имеет меньший диаметр (шестерня). При этом используется допущение, что

шестерня находится под действием равномерно распределенной нагрузки от передаваемых окружных усилий (рис.1) и переменного по длине зубчатых венцов крутящего момента, изменяющегося по линейному закону (рис.2): на ведущем конце шестерни крутящий момент равен полному моменту, а на противоположном конце – нулю.

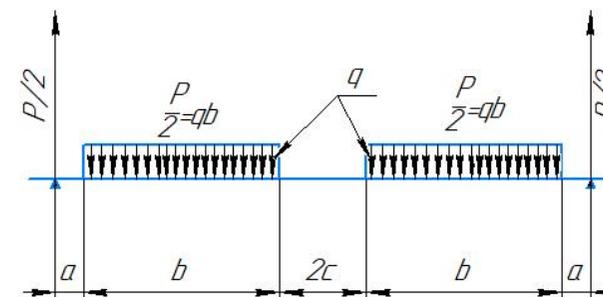


Рис. 1. Расчетная схема шестерни в виде двухопорной балки [1]

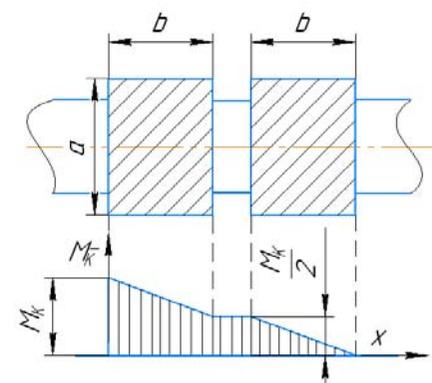


Рис. 2. Расчетная схема распределения момента по длине шестерни [1]

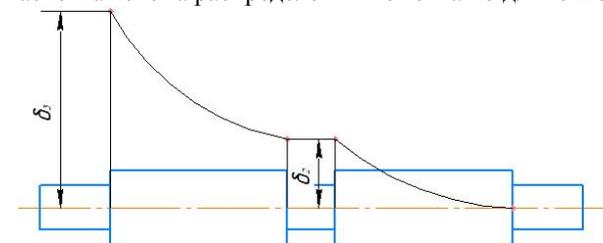


Рис. 3. Расчетная схема деформаций кручения шестерни [1]

Под действием этих внешних нагрузок в теле шестерни возникают деформации изгиба и кручения (рис.3).

При расположении шестерни на двух опорах (рис.1) наибольшая деформация изгиба посередине свободного пролета шестерни определяется по формуле для шарнирно-опертой балки на двух опорах с учетом свободного от нагрузки промежутка между венцами и расстояния между центрами давления подшипников:

$$y_{из} = 0,4244 \frac{q}{E(1-m^4)} \left[ \frac{2b}{d} \right]^4 \square A, \text{ см}, \text{ где:}$$

$$A = \left[ 1 + 4 \frac{c}{2b} + 6 \left( \frac{c}{2b} \right)^2 \right] \square \left[ 3 \left( \frac{b}{l} \right)^2 - 2 \left( \frac{b}{l} \right)^4 \right] + 1,5 \frac{a}{b} \left[ 1 + 2 \frac{c}{2b} \right] -$$

учитывает указанные особенности силовой схемы;  $E$  – модуль упругости материала шестерни,  $\text{кГ/см}^2$ ;  $d$  – диаметр делительной окружности шестерни, см;  $l, b, c$  – размеры, согласно рис. 1;  $q$  – линейная нагрузка на шестерни,  $\text{кГ/см}^2$ ;  $m$  – отношение диаметра внутренней расточки к диаметру делительной окружности (для пустотелой шестерни).

С учетом показанного на (рис.3) характера распределения деформации кручения в [1] получена следующая формула для ее расчета в среднем по длине шестерни сечении:

$$\delta = \frac{4q}{\pi \square G(1-m^4)} \square \left( \frac{b}{d} \right)^2 \text{ см};$$

где  $G$  – модуль сдвига (для стали  $G=0.385E$   $\text{кГ/см}^2$ ).

С учетом изложенного расчетный критерий Моисеева-Розенберга, используемый согласно [1] для оценки максимальных деформаций азотированных зубьев, имеет следующий вид:

$$\Delta_{\Sigma} = \delta_2 + y_{из} \leq 20 \text{ мкм}.$$

Расчетные оценки этого критерия были выполнены нами для пяти современных редукторов от разных производителей (далее – образцы 1-5). Полученные результаты представлены в виде гистограмм на рис. 4-5.

Из рис.5 видно, что для четырех образцов из пяти исследованных значения расчетного критерия Моисеева-Розенберга ( $\Delta_{\Sigma}$ ) не превышают установленного в [1] максимума 20 мкм, в то время, как у пятого образца, его значение выше практически вдвое. При этом, как следует из рис.4, передаваемая этим пятым образцом мощность ( $N_{ном}$ ) и удельная

нагрузка на зубчатых венцах ( $q$ ) заметно (первая – на два порядка, вторая – практически в два раза) ниже, чем у остальных.

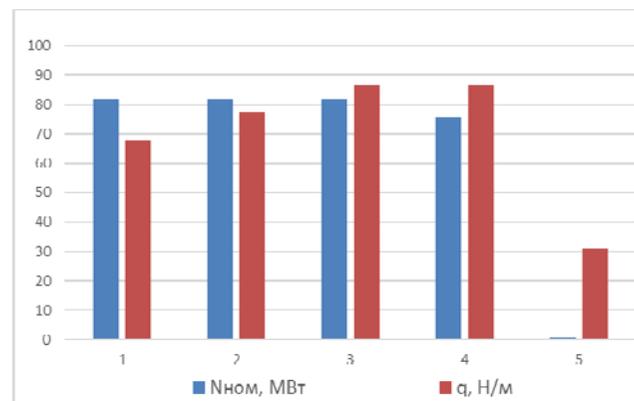


Рис. 4. Номинальная мощность ( $N_{ном}$ ) и удельная нагрузка по ширине зубчатых венцов ( $q$ ) у образцов 1-5

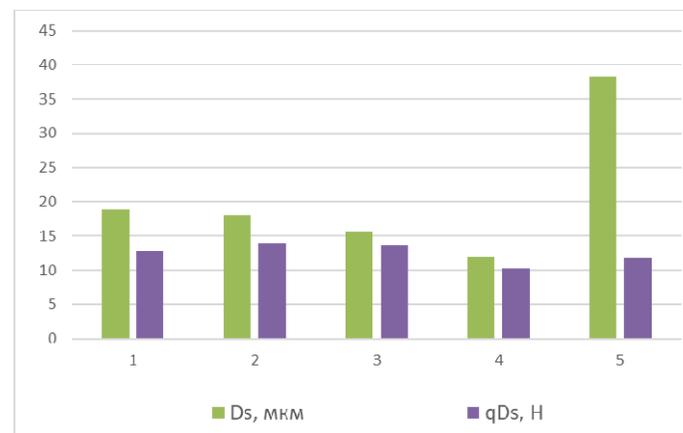


Рис. 5. Критерий Моисеева-Розенберга ( $\Delta_{\Sigma}$ ) и значения его произведений на удельную нагрузку ( $q\Delta_{\Sigma}$ ) для образцов 1-5

В то же время из рис. 5 следует, что произведения значений критерия Моисеева-Розенберга и удельной нагрузки ( $q\Delta_{\Sigma}$ ) имеют минимальный разброс и для всех рассмотренных образцов не превышают 15 Н.

Это позволяет предположить, что параметр  $q\Delta_{\Sigma}$  может являться более корректным инструментом для экспрес-оценки работоспособности конструкций редукторов, чем критерий Моисеева-Розенберга. Однако последнее требует проверки с привлечением более представительной статистики.

На основании изложенного можно сделать следующие выводы:

1. Рекомендованный в работе [1] расчетный способ оценки работоспособности конструкций редукторов с азотированными зубчатыми колесами по величине суммарной деформации зубьев (критерий Моисеева-Розенберга) не является универсальным.

2. Показано, что более корректным инструментом для экспрес-оценки работоспособности редукторов может являться произведение критерия Моисеева-Розенберга и удельной нагрузки, передаваемой зубчатым зацеплением.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Моисеев А. А., Розенберг А. Н. Расчет прочности судовых паровых и газовых турбозубчатых агрегатов. // Л., «Судостроение» – 1970. 432 с.
2. Леонтьев Ю.А., Ямпольский И.Д., Хомяков В.П., Леонтьев М.Ю. Опыт создания на ОАО «КТЗ» судовых редукторов большой мощности. Юбилейный сборник трудов НИЦ ОАО «Калужский Турбинный Завод», - Калуга, Манускрипт, 2002. – с. 134-144.

*Материал поступил  
в редколлегию 20.05.22.*

УДК 624.046

## УСТАЛОСТНЫЙ РАСЧЕТ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

Лукашук О.А., кандидат технических наук, доцент  
Швецов В.В.,

Научный руководитель: Лукашук О.А.,  
кандидат технических наук, доцент

Уральский Федеральный Университет  
имени первого президента России Б.Н. Ельцина  
o.a.lukashuk@urfu.ru, v.schveczoff@mail.ru

Воздействие широкого спектра переменных эксплуатационных нагрузок на металлические конструкции грузоподъемных машин вызывает деградацию прочностных, пластических и упругих свойств материала. В статье отмечен ряд вопросов, не учитываемых при расчете усталостной прочности материалов и конструкций. Приведена теоретическая база для создания уточненной методики расчета напряженного состояния и усталостной долговечности.

Современные условия работы грузоподъемных машин характеризуются высокими скоростями подъема и перемещения грузов, интенсивными технологическими нагрузками. Различные мероприятия по совершенствованию конструкций машин и оборудования не всегда обеспечивают требуемые ресурсные характеристики. Долговечность крана в основном определяется долговечностью его несущей конструкции. В этой связи актуальна задача совершенствования методологической базы проектирования грузоподъемных машин на основе новых подходов к расчету усталостного ресурса.

Усталость является одной из важнейших причин наиболее опасных и трудно предсказуемых разрушений в технике, а усталостное совершенство конструкции в значительной мере определяет ее эффективность и экономичность. Разрушение элементов конструкций грузоподъемных машин в большинстве случаев носит отчетливо выраженный усталостный характер. Причиной тому действие широкого спектра переменных эксплуатационных нагрузок, вызывающих деградацию прочностных, пластических и упругих свойств материала несущих деталей и металлоконструкций.

Накопленный в различных отраслях опыт конструирования, как правило, обобщается в Нормах расчета и проектирования изделий. В расчетах применяется линейная гипотеза суммирования повреждений, циклы напряжений ниже предела выносливости не учитываются, асимметрией циклов в общем спектре нагружения пренебрегают, редкие, но значительные по величине перегрузки игнорируются, деградация свойств материала при циклическом нагружении не рассматривается.

Задача усталостной прочности материалов и конструкций при регулярной нагрузке числом циклов более ста тысяч считается наиболее разработанной в общей проблеме усталости деформируемого твердого тела. Тем не менее, не имеет должного завершения целый ряд принципиально важных вопросов:

- не установлено единого общепринятого параметра циклического состояния материала, с помощью которого следует описывать кинетику усталостного процесса;
- усталостный процесс представляется однозначно повреждающим, а циклические свойства материала оцениваются по числу циклов до разрушения, то есть по конечному результату;
- в свете последних исследований конструкционных сталей и сплавов ставится под сомнение существование физического предела выносливости, как константы материала;
- чисто эмпирически решается проблема переноса свойств образца на расчет элемента конструкции;
- не учитывается явно различие исходных свойств и процессов деградации в поверхностном слое и в основном металле детали;
- не отражается переменный характер нагружения материала в зоне концентратора напряжений при неизменных параметрах цикла внешней нагрузки и др.

В расчетах усталостного ресурса элементов грузоподъемных машин не отражен положительный опыт учета напряжений спектра ниже предела выносливости [1]. Усталостную кривую, представленную в координатах  $(\lg \sigma - \lg N)$ , целесообразно дополнить вторым участком с меньшим углом наклона к отрицательному направлению оси циклов (рис.1). Такой подход к построению расчетной кривой усталости особенно целесообразен для расчета

элементов транспортных средств, испытывающих действие большого числа малых нагрузок, например, от неровностей пути.

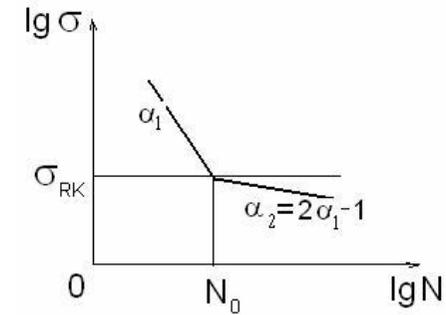


Рис. 1. Усталостная кривая

Проверка методик расчета напряженного состояния и усталостной долговечности, принятых при проектировании, проводится в испытаниях натуральных элементов. Безусловно, это лучший способ проверки правильности выбора материала и технологий изготовления конструкции, выявления опасных концентраторов напряжений, проверки эффективности доработок отдельных узлов. Однако получаемые в натуральных испытаниях данные, как правило, статистически ненадежны, так как определены на малых выборках. В ходе испытаний редко удается воспроизвести реальную нагруженность элементов конструкции с чередованием и временной синхронизацией различных нагрузок. Высоко затратные натурные испытания не должны быть основным способом доводки конструкций. Необходимо дальнейшее развитие методов расчета усталостной прочности конструкции на этапе конструирования. Нестандартный способ континуального описания циклической деградации материала в элементе конструкции разрабатывается в рамках метода полных диаграмм.

Итак, корректное феноменологическое описание процесса усталости необходимо по ряду причин:

- ввиду объективных трудностей построения кинетических уравнений и определяющих соотношений реальных поликристаллических материалов, исходя из общих физических закономерностей;
- для сочетания кинетических уравнений усталостного процесса с феноменологическим уравнением краевой задачи теории

упругости, используемыми для определения НДС деталей в области многоциклового усталости;

- в связи с потребностью использования в расчете долговечности огромного экспериментального материала, полученного в механических испытаниях материалов и конструкций за 150 лет исследования усталости.

Наиболее полное и логически завершенное представление о сопротивлении материала деформированию дают испытания нестандартных однократных образцов в жесткой испытательной машине с построением полной диаграммы деформирования (ПДД) [2]. Падающая до нуля ветвь такой диаграммы интегрально отражает протекающие в материале процессы накопления структурных повреждений при активном деформировании.

Располагаемая пластичность сталей, определяется деформацией  $\varepsilon_p$ , которая значительно больше деформации  $\varepsilon_B$  предела прочности  $S_B$ . По результатам эксперимента строятся зависимости  $S_B(\sigma_M, n)$  и  $\varepsilon_p(\sigma_M, n)$ , которые и определяют кинетику стационарного усталостного процесса ( $\sigma_M = const$ ). Аппроксимированные подходящей функцией кинетические кривые составляют основу модели циклической деградации материала. Модель дополняется критерием усталостного разрушения, например, в форме

$$S_B(\sigma_N, N) = \sigma_M, \quad (1)$$

где  $N$  – долговечность по усталостной кривой (вводится в систему уравнений краевой задачи прикладной теории многоциклового усталости [3]).

Циклическая деградация свойств материала в элементе конструкции приводит к нестационарным напряжениям в области концентраторов даже при регулярной внешней нагрузке [4]. Нагрузки элементов грузоподъемных машин имеют, как правило, переменный или случайный характер. Для их представления широко используются методы корреляционного и спектрального анализа [5]. Сопутствующая данным методам перестановка циклов напряжений допускается линейным суммированием повреждений, что считается достаточным основанием для перегруппировки напряжений от реального спектра нагрузок в гистограмму распределения амплитуд или размахов напряжений цикла по частоте их появления в эксплуатации. Но в экспериментах отчетливо проявляются зависимость повреждающего действия цикла напряжений от истории

нагружения и эффект взаимодействия напряжений разного уровня [6].

Для двух разных уровней стационарного напряжения  $\sigma_M$  в области многоциклового усталости построены кинетические кривые  $S_B(\sigma_M, n)$  (линии 1 и 2 на рис. 2), принадлежащие одному семейству, описываемому функцией (2). Они пересекают усталостную кривую 3 в точках А и Б. Два состояния материала с одинаковым значением сопротивления  $S_B$ , например, состояния Д и С будут циклически эквивалентны. Смена напряжений после  $n_1$  циклов на уровне напряжений  $\sigma_{M1}$  меняет интенсивность деградации предела прочности и трактуется как переход с одной кинетической кривой на другую по правилу

$$S_B(\sigma_{M1}, n_1) = S_B(\sigma_{M2}, n_2), \quad (2)$$

где  $n_2$  – эквивалентное число циклов, за которое предел прочности материала на уровне напряжений  $\sigma_{M2}$  принимает значение, как за  $n_1$  циклов на уровне  $\sigma_{M1}$ .

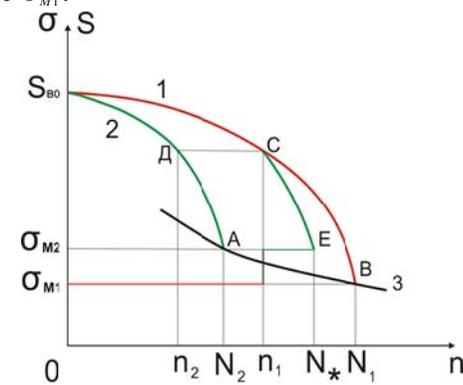


Рис. 2. Циклически эквивалентные состояния при разной истории нагружения

Из равенства (2) с учетом формулы (1) получаем выражение для эквивалентного числа циклов

$$n_2 = n_3 = N_2 \left( \frac{n_1}{N_1} \right) \left( \frac{S_{B0} - \sigma_{M1}}{S_{B0} - \sigma_{M2}} \right)^{\frac{1}{m}}.$$

Откуда результирующую долговечность  $N^*$  при одной смене напряжений можно определится по формуле

$$N_* = n_1 + (N_2 - n_3) = n_1 + N_2 - N_2 \left( \frac{n_1}{N_1} \right) \left( \frac{S_{BO} - \sigma_{M1}}{S_{BO} - \sigma_{M2}} \right)^m.$$

Последний множитель в этой формуле отражает эффект взаимодействия напряжений разного уровня, давно известный в экспериментальной механике [7], и исключает возможность любой перегруппировки циклов напряжений. Таким образом, из расчета исключаются две недостоверных гипотезы: линейного суммирования повреждений и независимости повреждающего действия цикла напряжений в общем спектре.

Описанный подход принят за основу для разработки инженерной методики расчета долговечности элементов грузоподъемных машин, охватывающей стадии зарождения и развития усталостной трещины.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сопротивление усталости элементов конструкций / А. З. Воробьев, Б. И. Олькин, В. Н. Стебнев [и др.] – Москва : Машиностроение, 1990. – 240 с. – Текст : непосредственный.
2. Миронов, В. И. Моделирование циклических свойств материала по изменению его статической диаграммы – Текст : непосредственный // Динамика, прочность и износостойкость машин. – 1997. – №3. – С.33-38.
3. Лукашук, О. А. Прогнозирование ресурса деталей горных машин с учетом деградации свойств материала : специальность 05.05.06 «Горные машины» : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / О. А. Лукашук ; Уральский государственный горный университет. – Екатеринбург, 2009. – 19 с. – Текст : непосредственный.
4. Миронов, В. И. Метод полных диаграмм в расчете ресурса элементов подвижного состава / В. И. Миронов, А. В. Якушев. – Текст : непосредственный // Транспорт Урала. – Екатеринбург, 2007. – №2. – С. 60-64.
5. Болотин, В. В. Прогнозирование ресурса машин и конструкций / В. В. Болотин. – Москва : Машиностроение, 1984. – 312 с. – Текст : непосредственный.
6. Миронов, В. И. Циклическая деградация материала в элементах конструкций транспортных машин / О. А. Лукашук, А. В. Якушев, Г. Г. Кожушко – Текст : непосредственный // Вестник машиностроения. – 2012. – № 5. – С. 3-9.
7. Усталость и выносливость металлов : сб. ст. / под ред. Г. В. Ужика. – Москва : Изд. Иностран. Лит., 1963. – 497 с. – Текст : непосредственный.

*Материал поступил  
в редколлегию 14.04.22.*

УДК 678-2

## АНАЛИЗ КАЧЕСТВА ПОВЕРХНОСТИ ДЕТАЛЕЙ, ПОЛУЧЕННЫХ МЕТОДАМИ 3D ПЕЧАТИ

Скосарев Г.С.

Научный руководитель: Любимый Н.С.,  
кандидат технических наук, доцент

Белгородский государственный технологический университет  
им. В.Г. Шухова, г. Белгород, Россия  
Skosarev.eg@yandex.ru

В статье рассмотрено анализ качества поверхности деталей, полученных методами 3D печати. В результате этого выявлены основные плюсы и минусы 3D установок. Решение выявленных плюсов будет воплощаться в политику предприятия и организации труда.

Фактор, определяющий точность печати является точность позиционирования головки 3D принтера. Если принтер настроен верно, то качество получаемой детали будет на максимуме. В процессе укладки друг на друга слоев получается некая фактура 3D печати. На рисунке 1 представлены факторы, которые определяют шероховатость детали.

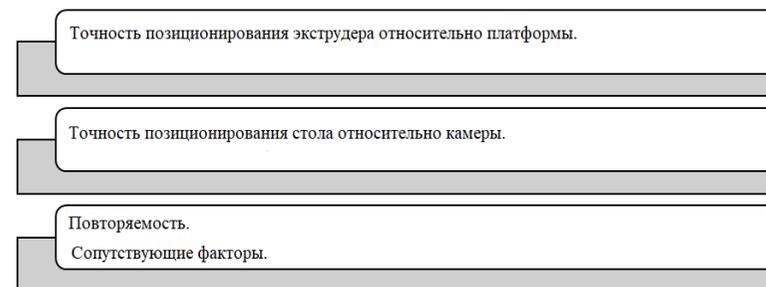


Рис. 1. Определяющие факторы точности печати

У большинства принтеров рабочий стол оснащен подогревом, чтобы предотвращать коробление объекта. Во время печати пластик сжимается, так как на него воздействует температура, а по мере остывания – расширяется, в связи с этим может возникать деформация модели и сползание слоя.

У принтеров, которые не имеют подогрева ограниченные возможности печати, только узким диапазоном типов материала. В основном это материал, который меньше подвержен деформации.

Причиной некачественного выхода материала может стать забитая форсунка, это одна из самых распространённых проблем на принтерах, поэтому ее стоит либо своевременно чистить или менять на диаметр, подходящий для данного материала.

Основа трехмерной печати — это правильно управляющая подготовленная программа на 3D принтер. На рисунке 2 представлены основные ошибки, которые могут возникать в программе.

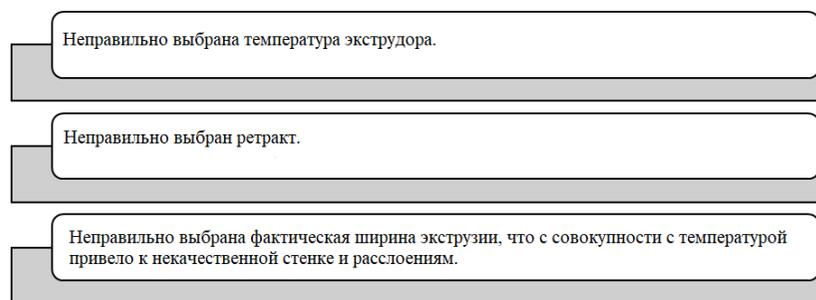


Рис. 2. Основные ошибки в программе печати

Печать на 3D принтере - это технологический процесс, такой же как фрезерование и токарная обработка, он так же имеет свою качественность исполнения и точность.

При несоблюдении определенных правил и требований может произойти ситуации как на рисунке 3. Разница деталей видна на лицо, правая имеет ровную стенку, яркий цвет и хорошую адгезию. На левой же видны сопли, цвет тусклый, а качество стенки вообще оставляет желать лучшего.

Следует отметить, если необходимо напечатать серию изделий, то желательно что бы все они были напечатаны на одном марке принтера. Ведь одно и тоже изделие из одного и того же материала, но напечатанные на разных принтерах будут иметь разную прочность, точность и качество поверхности. И разница, в некоторых случаях, бывает очень существенная.

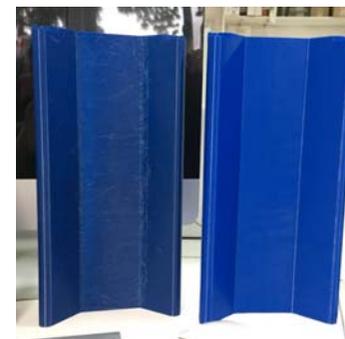


Рис. 3. Сравнение двух деталей вследствие ошибки

На основе данного исследования можно сделать вывод, что, если производитель хочет получить качественную деталь на 3D принтере он должен ответственно подойти к процессу наладки принтера к работе и проверить настройки программ.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Покатилов А.В., Холова А.О. Анализ строительных 3D – принтеров и материалов для 3D печати // В сборнике: Проблемы строительного производства и управления недвижимостью. материалы IV Международной научно-практической конференции. 2016. С. 22-27.
2. Колесов А.С., Соломатин Д.И. Проектирование и сборка 3D принтера, автоматизация этапов 3D печати // В сборнике: Сборник студенческих научных работ факультета компьютерных наук ВГУ. Министерство образования и науки РФ Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Воронежский государственный университет» Факультет компьютерных наук. Воронеж, 2017. С. 172-177.
3. Никифоров С.О., Мархадаев Б.Е., Никифоров Б.С., Шолохов Е.С. Технология 2D-и 3D-печати, 3D принтеры // Вестник Бурятского научного центра Сибирского отделения Российской академии наук. 2016. № 4 (24). С. 156-163.
4. Ломакин А.Г. Программа для автоматической детекции плоского основания модели // Свидетельство о регистрации программы для ЭВМ RU 2020611465, 31.01.2020. Заявка № 2020610276 от 16.01.2020.
5. Береснев В.М. Исследования влияния параметра отката филамента при печати 3D принтера на качество получаемой модели // в сборнике: Научно-исследовательская работа обучающихся и молодых ученых. Материалы 70-й Всероссийской (с международным участием) научной конференции обучающихся и молодых ученых. Петрозаводск, 2018. С. 240-242.

*Материал поступил  
в редакцию 04.04.22.*

УДК 678-2

## СПОСОБЫ ПОСТОБРАБОТКИ АДДИТИВНО ИЗГОТОВЛЕННЫХ ИЗДЕЛИЙ

Скосарев Г.С., Голубева Н.Д., Польшин А.А., Лямина С.А.

Научный руководитель: Любимый Н.С.,

кандидат технических наук, доцент

Белгородский государственный технологический университет

им. В.Г. Шухова, г. Белгород, Россия

Skosarev.eg@yandex.ru

В статье рассмотрены способы постобработки аддитивно изготовленных изделий. В результате этого выявлены основные плюсы и минусы данных вариантов обработки изделий.

Аддитивные технологии – это технологии послойного наращивания и синтеза объекта с помощью компьютерных 3d технологий. В аддитивных технологиях используются материалы такие как: воск, гипс, разного рода полиамиды и жидкие фотополимеры.

Технический прогресс способствует производству многих полезных вещей для быта, здоровья и безопасности человека, например, аддитивные технологии в авиастроении помогают создавать более высокоэкономичный и легкий воздушный транспорт, при этом его аэродинамические свойства полностью сохраняются. Это стало возможным благодаря применению принципов строения костей птичьего крыла в конструкции крыла самолета.

Такие технологии используются в строительстве, машиностроении, сельскохозяйственной промышленности. Для медицины это стало прорывом, качество медицинских услуг возросло в разы.

Рассмотрим постобработку моделей после 3d печати. При печати пластиков изделие имеет ребристую поверхность, тем более если мы печатаем модель сложной геометрической формы. Все сделанные заготовки необходимо обрабатывать, что бы получился привлекательный внешний вид.

Процесс ошкуривание, наиболее известен для всех. Этот процесс является недорогим и эффективным методом обработки, с помощью которого можно достичь качественной отделки.

При таком методе можно использовать наждачную бумагу, ткань, зубную щетку и мыло.

Недостаток этого метода в том, что самые маленькие детали им не обработаешь и весь процесс занимает длительное время.

На рисунке 1 представлена ручная техника ошкуривания, применяемая исходя из требований, предъявляемых к детали.



Рис. 1. Ручная техника ошкуривания

Пескоструйная обработка является следующим по распространённости методом. При этой обработке, на деталь направляется потоком маленькие частицы, в результате этого в течении нескольких минут поверхность обрабатываемой детали становится гладкой.

Такая технология легко модифицируется, она может использоваться с большинством материалов. При обработке очень хорошо работает пищевая сода, так как она не слишком агрессивна, но с ней работать тяжелее чем с пластиком.

На рисунке 2 представлен метод пескоструйной обработки, рабочий управляет соплом, из которого под напором распределяется мелкодисперсный материал.



Рис. 2. Метод пескоструйной обработки

Недостатком такого метода является размер объекта. О массовом производстве речи не идет, так как пескоструйная обработка производится вручную.

Следующая по популярности является паровая обработка. В результате обработки ABS-пластика парами ацетона, поверхность становится глянцевой и гладкой. Данная обработка широко применяется в медицине, она существенно не сказывается на точности детали. Если детали нужно предать матовую поверхность, то после обработки паром можно подвергнуть деталь пескоструйной обработке, так как деталь сглажено и контактное напряжение снято.

На рисунке 3 представлен метод обработкой парами, частицы испаряющегося вещества впитываются в поверхность обработки на несколько микрон, придавая детали гладкий и блестящий вид всего за несколько секунд.



Рис. 3. Метод обработки паром

Недостатком данного метода является то, что мелкие детали и углы сглаживаются. Также, как и у пескоструйной обработки имеются ограничения по размерам деталей и ограничения по материалам.

Таким образом, на основе проведенного анализа, можно сделать вывод, что каждый из рассмотренных методов обработки хорош по-своему. Исходя из того, что производителю нужно получить на выходе и в каком количестве, он будет выбирать более подходящий для этого метод.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Жуков А.В., Никифоров А.А., Яковишин А.С. Пластмассы для аддитивных технологий (обзор) // Вестник Саратовского государственного технического университета. 2022. № 4 (91). С. 57-70.
2. Иванов С.С., Дарбеков А.Н. Аддитивные технологии. Преимущества и недостатки // Научному прогрессу – творчество молодых. 2018. № 2. С. 25-27.
3. Гуторов Н.Ю., Чепенко А.С., Науменко Н.А., Павленко О.А. Аддитивные технологии и современные технологии строительства // в сборнике: Молодежь и научно-технический прогресс. сборник докладов X Международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых: в 4 т. 2017. С. 85-87.
4. Дзеник А.Д., Исламов А.Р., Каримов Д.И. Современные технологии производства парашютовых материалов для аддитивных технологий // в сборнике: МОЛОДЕЖЬ И СИСТЕМНАЯ МОДЕРНИЗАЦИЯ СТРАНЫ. сборник научных статей 4-й Международной научной конференции студентов и молодых ученых. 2019. С. 244-247.
5. Кузьмин А.А. Устройство постобработки моделей напечатанных на 3д принтере // Современные информационные технологии. 2020. № 32 (32). С. 36-41.

*Материал поступил  
в редколлегию 22.03.22.*

УДК 621.86

## УПЛОТНЕНИЕ СРЕДСТВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ВИБРАЦИОННОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ

Скосарев Г.С., Польшин А.А., Голубева Н.Д., Рязанцев В.Г.

Научный руководитель: Любимый Н.С.,  
кандидат технических наук, доцент

Белгородский государственный технологический университет  
им. В.Г. Шухова, г. Белгород, Россия  
Skosarev.eg@yandex.ru

В статье рассмотрено анализ вибраций технологических систем. В результате этого выявлены основные плюсы и минусы данных установок. Решение выявленных плюсов будет воплощаться в политику предприятия и организации труда.

Вибрация – это механические колебания тел. При диагностике вибраций детально рассматриваются параметры, такие как: виброскорость, вибросмещение, виброускорение.

Измерение профиля вибрации двигателя имеет важную роль не только для понимания его состояния, но и для дальнейшего прогноза его работы в будущем, на этом основывается прогнозное техническое обслуживание.



Рис. 1. Вибрационная диагностика

Анализ вибраций различных технологических систем производится в несколько этапов. На рисунке 1 представлен один из вариантов проверки системы.

На сегодняшний день существует много различных систем виброуплотнения материала.

В экструзионном виброформовании вибрационное воздействие при экструзии полимеров в зависимости от преследуемых целей накладывается как в экструдере, так и в формующей головке.

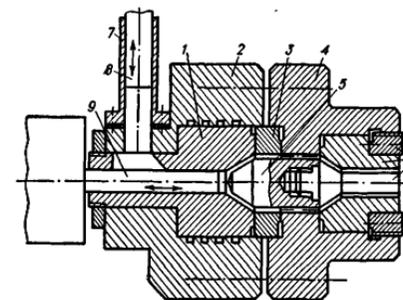


Рис. 2 Схема пластикатора: 1 – цилиндр, 2 – корпус, 3 – кольцо, 4 – головка, 5 – торпеда, 6 – мундштук, 7 – цилиндр, 8 – поршень, 9 – поршень

В данном устройстве (рис. 2) пластикация полимера осуществляется за счет продавливания его через узкий канал под действием пульсирующего давления большой амплитуды до 1000 МПа. В процессе продавливания через узкий сдвиговый зазор полимер переходит в вязкотекучее состояние за время, не превышающее 1 с, при этом реализуемое на данном устройстве повышение температуры прямо пропорционально перепаду давлений в сдвиговом зазоре и обратно пропорционально плотности и удельной теплоемкости полимера.

Преимуществом является малое время нахождения полимера в пластикационном цилиндре и головке, высокая температурная однородность расплава, простота конструкции и малые габариты, а основной недостаток – высокая энергоёмкость.

В литьевом виброформовании периодическое воздействие прикладывается в мундштуке или в специальной приставке,

установленной между пластикационным цилиндром и мундштуком, а также в литевой форме и в пластикационном цилиндре

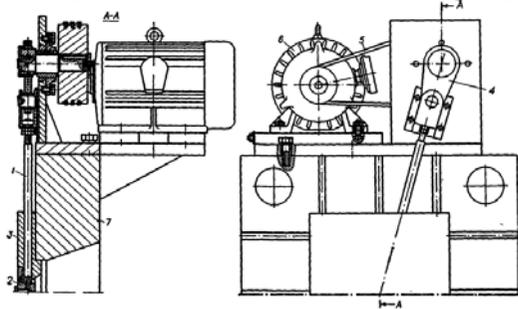


Рис. 3 Конструкция литевой формы с вибропоршнем, введенный в литниковую втулку: 1 – вибропоршень, 2 – литниковая втулка, 3 – форма, 4 – эксцентриковый вибратор, 5 – клиноременная передача, 6 – электродвигатель, 7 – неподвижная плита литейной машины

Преимуществом данной компоновки (рис. 3) является более эффективная передача колебаний в оформляющую полость формы, так как исключается затухание вибрационных импульсов в канале мундштука.

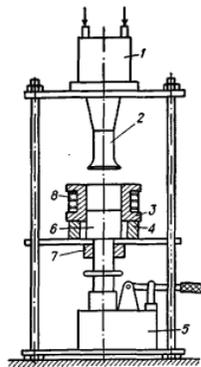


Рис. 4 Установка для ультразвукового прессования полимерных материалов: 1 – магнестрикционный преобразователь, 2 – сменный формирующий инструмент, 3 – матрица пресс формы, 4 – ограничительное кольцо, 5 – гидравлический пресс, 6 – нижний пуансон, 7 – установочная втулка, 8 – электронагреватели.

Чтобы исключить затухание колебаний в литниковой системе формы, можно вибропоршень ввести непосредственно в полость

формы. В этом случае для привода вибропоршня целесообразно использовать гидравлический вибратор, на стадии съема изделия вибропоршень может выполнять роль выталкивателя.

В ультразвуковом вибропрессовании достигается более равномерный нагрев формируемого изделия, повышается текучесть и снижается внешнее трение перерабатываемого материала.

На устройстве (рис.4) формование осуществляется следующим образом: в термостатированную форму закладывается холодная заготовка, далее посредством гидроцилиндра создается давление прессования при одновременном озвучивании резиновой смеси через излучатель, связанный с генератором ультразвука.

При наложении ультразвукового воздействия с амплитудой 12-15 мкм уменьшается давление, необходимое для ведения процесса, увеличивается на 10-15% объемная скорость заполнения формы и скорость вулканизации, увеличивается производительность оборудования.

Таким образом, на основе анализа, можно сделать вывод, что каждая из рассмотренных установок хороша по-своему. Исходя из того, что требуется изготовить и в каких условиях будет выбираться соответствующая установка.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Басов Н.И., Любартович С.А., Любартович В.А. Виброформование полимеров. 1979
2. Кирилов И.В., Ханин С.И. Возможности повышения эффективности работы машин непрерывного безопалубочного виброформования // В сборнике: Международная научно-техническая конференция молодых ученых БГТУ им. В.Г. Шухова. Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова. 2016. С. 2155-2159.
3. Еремин А.В., Ханин С.И. Направление совершенствования машин непрерывного виброформования // В сборнике: Интерстроймех - 2015. материалы международной научно-технической конференции. Казанский государственный архитектурно-строительный университет. 2015. С. 86-92.
4. Чашин Д.В. Моделирование процесса виброформования вертикального типа // Молодой ученый. 2016. № 14 (118). С. 199-201.
5. Берман М.А., Гольденберг Л.Г., Пыльнев В.Г., Ям В.М. Установка для виброформования изделий // Авторское свидетельство SU 1388288 A1, 15.04.1988. Заявка № 4097777 от 19.05.1986.

*Материал поступил  
в редколлегию 22.03.22.*

УДК 625.76.08-047.36

## **ПРОГРАММНЫЙ ПРОДУКТ КАК ИНСТРУМЕНТ МОДЕЛИРОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ФАКТОРОВ НА КАЧЕСТВО ПРОТИВОГОЛОЛЁДНОЙ ОБРАБОТКИ**

Мандровский К.П., кандидат технических наук, доцент,  
Садовникова Я.С., заведующая лабораторией, инженер  
Московский автомобильно-дорожный государственный  
технический университет (МАДИ), г. Москва, Россия  
effectmash@mail.ru, jana.sadovnikova@yandex.ru

Работа посвящена изучению факторов, определяющих качество и эффективность противогололёдной обработки покрытий. Предметом исследования являются эксплуатационные факторы и конструктивные параметры рабочего оборудования машин для нанесения жидких реагентов. В качестве метода исследования выбрано компьютерное моделирование, осуществляемое с помощью разработанного программного кода. Произведён анализ изменения ширины обрабатываемой полосы в зависимости от различных условий внешней среды, параметров рабочего оборудования и режимов его функционирования. Заявленный программный продукт, внедрённый в систему управления машины, позволит многократно по мере поступления новых данных о состоянии внешней среды и режимах работы распределительного оборудования решать задачи математического программирования, обеспечивая высокие показатели качества процесса обработки покрытий.

Управление качеством противогололёдной обработки аэродромных и дорожных покрытий невозможно без предварительного изучения связи показателей качества с конструктивными, эксплуатационными и организационными факторами. К эксплуатационным факторам относят частоту вращения вала привода распределительного диска, скорость движения машины и метеорологические условия. При рассмотрении распределителей жидких реагентов с дисковым рабочим оборудованием к конструктивным факторам следует отнести: диаметр распределительного диска, высоту диска над покрытием, давление, с которым реагент подаётся к форсункам. Перспективным способом повышения качества противогололёдной обработки дорог и аэродромов можно назвать применение бортовых систем управления, позволяющих контролировать ширину полосы обработки и обеспечивать установленную норму расхода реагента на единицу площади покрытия. Известны электронные бортовые системы

Ecoswave, Vpad и EpoMaster IV, способные проводить сбор данных о температуре дорожного покрытия, а также о скорости и направлении ветра с целью корректировки симметричности, ширины полосы обработки и величины расхода реагента. Технические возможности электронных систем на данный момент позволяют изменять частоту вращения распределительных дисков, фактический расход реагента, направление распределения реагента. Однако такой способ предотвращения неравномерного распределения как оперативное изменение расположения распределительного оборудования (высоты распределительного диска, угла его наклона) на практике пока не реализован.

Актуальным направлением развития бортовых электронных систем является расширение их функционала таким образом, чтобы была возможность отслеживать состояние окружающей среды и своевременно корректировать режим работы распределительного оборудования с согласованием его со скоростью движения машины.

С использованием гидропривода дисков, регуляторов расхода реагента и блока датчиков возможно изменение расположения и режимов работы распределительного оборудования с целью обеспечения оптимального соотношения затрат на проведение противогололёдной обработки и уровнем качества распределения реагента по покрытию. Реализуемость на практике подобных предложений, относящихся к системами и способам управления устройствами для распределения жидких и твёрдых реагентов, представлено в работах [1, 2]. В сфере контроля качества функционирования строительных и дорожных машин можно отметить работы [3-5]. Информационное [6, 7] и математическое обеспечение технических средств систем контроля качества рассмотрено в [8, 9]. Развитие информационно-управляющих систем сельскохозяйственных машин подробно изложено в [10]. К числу запатентованных систем и способов управления процессом распределения твёрдых реагентов относятся [11, 12], а также автоматизированные системы контроля параметров процесса распыления жидкого реагента [13, 14]. Использование таких систем позволяет контролировать и обеспечивать заданную ширину полосы обработки и норму расхода реагента. Оперативное реагирование на метеорологические условия, выражающееся в воздействии на конструктивные и эксплуатационные факторы, этими системами не

обеспечивается. Учёт эксплуатационных и конструктивных факторов с помощью системы управления рабочим процессом возможен в том случае, если её математическое и программное обеспечение будет базироваться на математическом моделировании процессов распределения реагента. Подобный метод для строительных и аэродромных машин реализован в работах [15,16]. В данной статье предлагается решение проблемы расширения функционала систем управления качеством путём разработки математической модели движения каплей реагента при распылении и разработки программного продукта с заложенным алгоритмом решения задач по определению параметров, гарантирующих качественную обработку покрытий реагентом.

Предлагаемый способ расширения технических возможностей автоматизированных систем управления будет базироваться на математических моделях движения каплей реагента по распределительному диску и в воздушной среде. При разработке моделей использован метод уравнений Ньютона.

Распределительное оборудование включает в себя вращающийся диск и гидравлические форсунки.

Струя противогололёдного реагента (ПГР), распыляемая форсункой, попадает на распределительный диск и образует круговую или эллипсообразную зону распыления. Математическое описание процесса истечения каплей из форсунки удобно представить в виде системы уравнений:

$$\begin{cases} a_{x'} = -\left(\frac{k_1 V_z'}{m_1}\right) \\ a_{z'} = g - \left(\frac{k_2 V_x'}{m_1}\right) \end{cases} \quad (1)$$

где  $a_{x'}$  – ускорение капли по оси  $x$ ;  $m/c^2$ ;  $a_{z'}$  – ускорение капли по оси  $z$ ,  $m/c^2$ ;  $m_1$  – масса капли, кг;  $g$  – ускорение свободного падения,  $m/c^2$ ;  $V_z'$  – скорость движения капли вдоль оси  $z$ ,  $m/c$ ;  $V_x'$  – скорость движения капли вдоль оси  $x$ ,  $m/c$   $k_1$  – коэффициент сопротивления движению, кг/с.

Математическое описание движения капли вдоль лопатки диска под действием сил трения и инерции рассмотрено в работе [17]. Решение уравнения движения при прохождении каплей пути, равного длине лопатки, позволяет определить скорость  $V_2$  слёта капли с диска. Для подготовки математического обеспечения программного продукта необходимо понимать характер слёта капель с диска.

Следует перейти к системе координат XYZ, ось X при этом перпендикулярна оси движения машины, ось Z параллельна ей. Капли реагента покидают диск под углом  $\beta$ , принимающим значение от  $0^0$  до  $360^0$ . Учёт угла  $\beta$  необходим для получения значений начальных скоростей каплей реагента в разложении на оси выбранной системы координат в различные моменты времени и для получения данных о дальнейших перемещениях каплей по осям X, Y, Z (рис. 1).

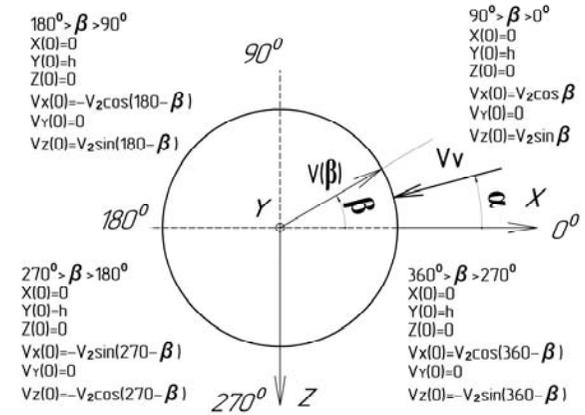


Рис. 1. Схема к определению начальных условий при слёте капли с диска:  $\beta$  – угол слёта капли реагента с диска,  $V_2$  – значение начальной скорости слёта капли с диска,  $V(\beta)$  – вектор начальной скорости капли при слёте с диска под углом  $\beta$ ,  $Vv$  – вектор скорости ветра, направленный под углом  $\alpha$  к оси X,  $Vx(0)$ ,  $Vz(0)$ ,  $Vy(0)$  – векторы начальной скорости капли в момент слёта с диска при  $\beta=0$

Система уравнений движения каплей в воздушной среде примет вид:

$$\begin{cases} m \cdot \overline{a_x} = k(\overline{V_x} - \overline{V_v} \cos \alpha) \\ m \cdot \overline{a_y} = m \cdot \overline{g} - \rho_1 \cdot \overline{V_k} \cdot \overline{g} - k \cdot \overline{v} \\ m \cdot \overline{a_z} = k(\overline{V_z} - \overline{V_v} \sin \alpha) \end{cases} \quad (2)$$

где  $\overline{a_x}$ ,  $\overline{a_y}$ ,  $\overline{a_z}$  – ускорение капли,  $m/c^2$ ;  $\rho_1$  – плотность воздуха,  $кг/м^3$ ,  $\overline{v}$  – скорость капли в момент слета с диска,  $m/c$ .

Подробно движение каплей реагента в воздушной среде под действием внешних сил изучено в работе [18].

Адекватность разработанных математических моделей и их эффективное практическое применение возможны после формирования программного кода (рис. 4, рис. 5). Полученный

программный продукт следует использовать для моделирования и визуализации процесса формирования зоны обработки в различных эксплуатационных условиях и при различных значениях конструктивных и геометрических параметров распределительного оборудования. Инструментарий, предлагаемый программным продуктом, может с успехом использоваться как в учебном процессе при имитационном моделировании рабочих процессов дорожных и коммунальных машин, так и при решении научно-исследовательских задач, связанных с оценкой и повышением эффективности процесса распределения реагента по покрытиям.

Алгоритм работы программы может быть записан следующим образом:

1. Задание констант ( $m, \rho_1, R, k, g, V_k, T_{max}, V_v, V_2$ ), принимающее вид:

```
function [xyzbet]=ZonaRaspReag
disp ('Функция поиска зоны распределения жидкого реагента')
disp ('процедура численного решения трёх дифференциальных
уравнений проекций движения капли в декартовой системе')
rad=pi/180;
delta T=0.001; % шаг интегрирования;
Tmax=1; % максимальное время исследования;
T=0:deltaT:Tmax; % массив значений времени;
bet=[0.01 5 10 15 20 25 30 35 40 45 50 55 60 65 70 75 80 85 89.99
95 100 105 110 115 120 125 130 135 140 145 150 155 160 165 170 175
179.99 185 190 195 200 205 210 215 220 225 230 235 240 245 250 255
260 265 269.99 275 280 285 290 295 300 305 310 315 320 325 330 335
340 345 350 355 359.99]*rad; % угол слёта капли с диска, 'град.';
```

$alfa=-30*rad$ ; % угол, характеризующий направление ветра относительно оси X, 'град.';

$k=0.000071256$ ; % коэффициент сопротивления воздушной среды, 'кг/с';

$m=0.00056277$ ; % масса капли реагента, 'кг' ;

$vvet=6$ ; % скорость ветра, 'м/с';

$vmash=6$ ; % скорость машины, м/с;

$ro=1.31$ ; % плотность воздуха, 'кг/куб.м';

$g=9.81$ ; % ускорение свободного падения, 'м/с<sup>2</sup>';

$vk=0.000664$ ; % объём капли реагента 'м<sup>3</sup>';

$V_2=5.48$ ; % значение скорости капли в начальный момент времени 'м/с';

2. Задание и перебор значений начальных условий (угла  $\beta$ , величин  $V(\beta)$ ) к решению дифференциальных уравнений движения капель в зависимости от угла слёта капли с диска:

а) задание начальных скоростей и координат капли в момент слёта с диска в диапазоне углов  $\beta$ , принадлежащих четырём квадрантам плоскости ZX:

3. Реализация процедуры решения дифференциальных уравнений, составленных по формам (1), (2).

4. Определение скоростей и координат капель в разложении на оси выбранной системы координат ( $V_x, V_y, V_z, X, Y, Z$ ) (рис. 2)

5. Определение численных характеристик зоны обработки покрытия реагентом. Визуализация результата.

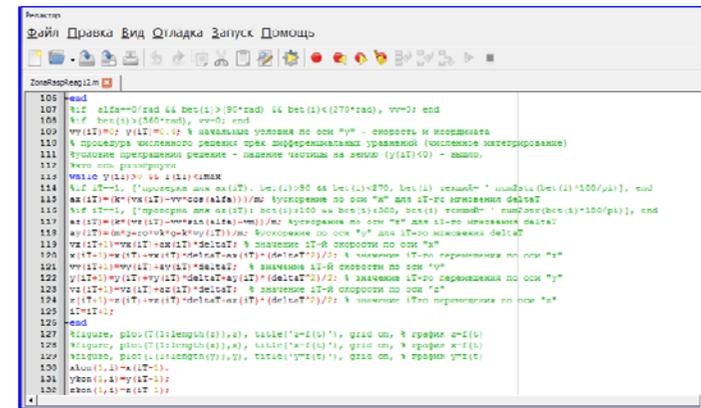


Рис. 2. Реализация математических моделей

**Моделирование влияния конструктивных факторов на качество обработки покрытий реагентом.** Используя возможности программного продукта, рассмотрим влияние конструктивных параметров распределительного оборудования на характер деформирования зоны обработки.

Осуществим моделирование изменения радиуса обрабатываемой зоны при варьировании высоты диска (H) над покрытием (рис.3). Направление ветра, давление распыления ПГР и режим работы диска в данном случае приняты неизменными.

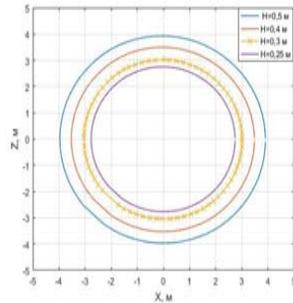


Рис. 3. Влияние высоты установки диска на радиус зоны распределения реагента

Давление, при котором реагент подаётся из форсунки на распределительный диск, составляет от 4 до 8 МПа. Моделирование изменения радиуса зоны распыления при назначении различного давления подачи  $P_0$  реагента при постоянном значении скорости машины, частоты вращения диска и направлении ветра представлено на рис. 4.

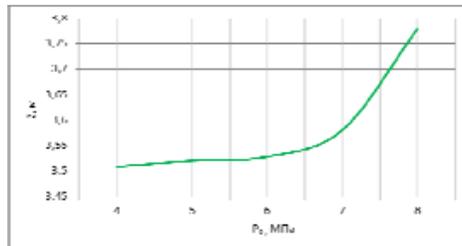


Рис. 4. Моделирование изменения зоны распределения реагента при различных давлениях подачи реагента  $P_0$

Вышеприведенные зависимости свидетельствуют о том, что особенности конструкции и расположение РО являются основными факторами, определяющими производительность машин для распределения ПГР.

**Моделирование влияния эксплуатационных факторов на качество обработки покрытий.** Комплексная оценка качества и производительности машин для распределения реагента требует учёта метеорологических условий, поскольку работы по противогололёдной обработке могут производиться в условиях значительной по величине и меняющейся направлению скорости

ветра. Моделирование зоны распределения при различной скорости ветра показано на рис. 5.

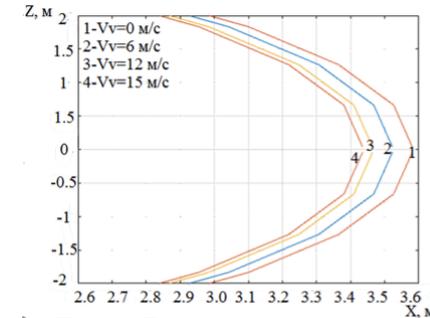


Рис. 5. Влияние скорости и направления ветра на форму зоны распределения ПГР

К эксплуатационным факторам также можно отнести частоту вращения приводного вала распределительного диска  $n$ . Результаты моделирования изменения ширины обрабатываемой полосы при различных частотах вращения распределительного диска продемонстрированы на рис. 6.

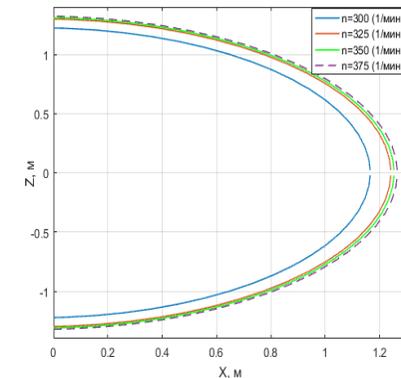


Рис. 6. Моделирование зоны распределения ПГР при варьировании частоты вращения диска  $n$

Выводы и обсуждение.

1. На основе математических моделей разработан оригинальный программный продукт, позволяющий осуществлять имитационное моделирование и визуализацию процесса противогололёдной обработки покрытий.

2. Для оценки адекватности моделей и демонстрации возможностей программного продукта выбраны параметры, от которых зависит качество противогололедной обработки ( $P_0$ ,  $n$ ,  $H$ ,  $V_v$ ) и варьирование которых позволит проследить характер деформирования зоны.

3. С использованием возможностей программного продукта выявлена зависимость радиуса зоны обработки от высоты установки диска (рис. 3).

4. Получена зависимость радиуса зоны от величины  $P_0$ , которая позволяет сделать вывод, что при назначении  $P_0=4...6.5$  МПа радиус зоны и, следовательно, ширина обрабатываемой полосы меняется незначительно. Дальнейший рост величины  $P_0$  приводит к значительному увеличению размеров зоны обработки (рис. 4).

5. Имитационное моделирование формы зоны при изменении скорости ветра продемонстрировано на графике (рис. 5). Установлено, что деформации подвергается часть полукруга, на которую действует ветер. Степень отклонения зоны от первоначальной формы увеличивается с ростом скорости ветра. При скорости ветра  $V_v=0...6$  м/с не наблюдается существенных изменений формы зоны.

6. Методом имитационного моделирования установлено, что с изменением величины  $n$  от  $300 \text{ мин}^{-1}$  до  $325 \text{ мин}^{-1}$  наблюдается значительное увеличение диаметра зоны распределения (ширины полосы обработки покрытия жидким ПГР). При задании  $n = 325 \text{ мин}^{-1}$  не вызывает значительного возрастания радиуса зоны распределения (рис. 6).

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Емельянов, Р.Т. Моделирование системы управления частотой вращения вала шнекового распределителя материала / Р.Т. Емельянов, В.В. Серватинский, А.П. Прокопьев, В.С. Новрузов // Вестник КрасГАУ. – 2016. – № 5. – С. 56-60.
2. Марсов, В.И. Применение адаптивной системы управления дозаторами непрерывного действия для экономичного распределения противогололедных материалов / В.И. Марсов, В.С. Селезнев // «Новые материалы и технологии в машиностроении – 2017». 25-я Международная научно-техническая конференция. – 2011. – С. 91-93.
3. Манаков, А.Л. Создание системы мониторинга технического состояния транспортных и технологических машин / А.Л. Манаков, А.А. Игумнов, С.А. Коларж // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. – 2013. – С. 125-132.
4. Мандровский, К.П. Возможные перспективы развития систем мониторинга дорожных машин при управлении эффективностью и техническом аудите / К.П. Мандровский // Механизация строительства. – 2016. – С. 47-52.

5. Мандровский, К.П. Системы мониторинга дорожно-строительных, транспортных машин и дорожных покрытий / К.П. Мандровский // ИНТЕРСТРОЙМЕХ – 2015. Материалы международной научно-технической конференции. – 2015. – С. 310-315.
6. Kulkarni, A. Real-time anomaly detection framework for many-core router through machine-learning techniques / A. Kulkarni, T. Mohsenin, Y. Pino, M. French // ACM Journal On Emerging Technologies In Computing Systems. – 2016. – Vol. 13. – P. 10.
7. Öörni, R. Interoperability Of Ecall And Era-Glonass In-Vehicle Emergency Call Systems / R. Öörni, E. Meilikhov, T.O. Korhonen // Iet Intelligent Transport Systems. – 2015. – Vol. 9, No. 6. – P. 582-590.
8. Jukna, S. Limitations of incremental dynamic programming / S. Jukna // Algorithmica. – 2014. – Vol. 69, No. 2. – P. 461-492.
9. Silva, F.A. Vehicular networks: a new challenge for content-delivery-based applications / F.A. Silva, T.R.M.B. Silva, A. Boukerche, L.B. Ruiz, E. Cerqueira, A.A.F. Loureiro // Acm Computing Surveys. – 2016. – Vol. 49, No. 1. – P.11.
10. Пухов, Е.В. Перспективы развития информационно-управляющих транспортных средств и сельскохозяйственных машин / Е.В. Пухов, А.Ю. Белозерцев, О.В. Боев // Научно-практические аспекты ресурсосберегающих технологий производства продукции и переработки отходов АПК: материалы международной научно-практической конференции. – 2014. – С. 258-261.
11. Система управления мобильным распределителем противогололедных материалов [Электронный ресурс] URL: <http://russianpatents.com/patent/239/2398929.html> (дата обращения: 14.01.2019).
12. Патент РФ № 2398929, МПК Е 01 Н 10/00, У 01 С 19/20, 20.07.2013. Способ обеспечения работы системы управления рабочим процессом мобильного распределителя материалов для обработки дорожных покрытий и устройство управления рабочим процессом мобильного распределителя материалов // Патент России № 2398929. 2009. Бюл. № 25 / Белоцерковский Г.М., Ахрамеев Э. В., Карякин С. Б.
13. Патент РФ № 2487971, МПК Е 01 Н 10/00, 20.07.2013. Устройство автоматического дозирования химических реагентов при нанесении их на поверхность искусственного покрытия // Патент России № 2487971. 2012. Бюл. № 20 / Луканов Н.И.
14. Автоматизированная система управления коммунальной дорожной машиной. Распределение жидких противогололедных реагентов [Электронный ресурс]. URL: [www.kbkoloss.ru/products/avtomatika-dlya-kommunalnoy-dorozhnoy-mashiny/avtomatika-dlya-peskorazbrasyvatelya-asu2c](http://www.kbkoloss.ru/products/avtomatika-dlya-kommunalnoy-dorozhnoy-mashiny/avtomatika-dlya-peskorazbrasyvatelya-asu2c) (дата обращения: 19.01.2019).
15. Лапшин, А.П. Выбор способа удаления гололедных образований с искусственных покрытий аэродрома на основе математических методов / А.П. Лапшин, В.И. Мещеряков, Ю.С. Борисов, А.Д. Юршин // Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета. 2017. – № 129. – С.47-61.
16. Доценко, А.И. Строительные машины и основы автоматизации / А.И. Доценко. – М.: Высшая школа, 1995. – 400 с.
17. Мандровский, К.П. Уточнение характеристик движения жидкого реагента по диску при распылении форсункой / К.П. Мандровский, Я.С. Садовникова // Сборник докладов XXI Международной научно-технической конференции Интерстроймех–2018. М.: Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет, 2018. – С. 110-114.
18. Mandrovskiy, K.P. Characteristics of the droplet motion of a liquid antifreeze reagent / K.P. Mandrovskiy, Y.S. Sadovnikova // Magazine of Civil Engineering. – 2018. – No. 03. – P. 14–26. doi: 10.18720/MCE.79.2

УДК 621.865.8

## **РАЗРАБОТКА ЦЕПИ БЕЗОПАСНОСТИ РОБОТИЗИРОВАННОЙ ЯЧЕЙКИ ДЛЯ НАНЕСЕНИЯ ГЕРМЕТИКА НА СВАРНЫЕ ШВЫ**

Шалабай А.С.

Научный руководитель: Мишин А.В.,

кандидат технических наук, доцент

Российский университет транспорта (МИИТ)

tema.schalabai@yandex.ru, alexeymishin89@gmail.com

В статье рассматривается разработка роботизированной ячейки для нанесения герметика. Статья выполнена на тему по роботизации процесса, актуальную для цикла производства автомобилей. Для обеспечения безопасности разработана цепь на основе специализированных микропроцессорных плат.

С каждым годом растёт автоматизация различных производственных процессов. Этому способствуют современные технологии в разработке роботов и робототехнических систем. Применение таких технологий активно используется в машиностроении, военной сфере, медицине, космосе [1].

Рассмотрим вариант разработки роботизированной ячейки (РЯ) для машиностроения, конкретно на герметизации сварных швов кузова легкового автомобиля. При разработке РЯ будем ориентироваться на обеспечение уровня безопасности.

Необходимость в нанесении герметика заключается в том, что при сваривании частей кузова сварной шов необходимо уплотнить. При попадании грязи, воды и других нежелательных составляющих в область стыка сварных частей, возникает коррозия, которая способствует разрушению сварной конструкции [2].

На отечественных заводах по производству автомобилей существует четко выверенный цикл сборки [3]. Для процесса герметизации сварных швов кузова легкового автомобиля применяется только ручной труд.

Частично рассмотрим цикл сборки кузова автомобиля до процесса нанесения герметика. В прессовый цех поступают стальные листы, по прибытии листы укладывают на поточную линию и движутся к прессу, где им задают нужную форму. Затем происходит сварка всех частей кузова, после чего кузов монтируется на тележку

для дальнейшего перемещения по операциям цикла сборки. Далее кузов пребывает к РЯ по нанесению герметика, где для уплотнения сварных швов наносится герметик [7].

Частично рассмотренный цикл подразумевает, что на предприятии большинство процессов роботизировано.

Применение РЯ на данном этапе позволит:

- 1) сократить время операции цикла сборки, робот будет наносить герметик по заданному контуру, не сбиваясь с траектории;
- 2) уменьшить расход герметика при нанесении, при работе человек утомляется и его внимание ухудшается, что может повлечь за собой неравно-мерное нанесение состава;
- 3) обеспечить точность и качество нанесения герметика;
- 4) контролировать присутствие человека в близости РЯ, при достижении человеком определенного расстояния РЯ будет замедлять и/или останавливать работу.

Рассмотрим процесс нанесения герметика роботом в тех зонах, где было сваривание металлического кузова. Такими зонами являются контуры по боковым частям, багажного, капотного отсеков, пола кузова.

В качестве рассматриваемого образца взят кузов отечественного производителя АвтоВАЗ Lada Vesta [4]. Кузов выбранного автомобиля является флагманом данного производителя.

Актуальность роботизации нанесения герметика:

- 1) повышение качества нанесения герметизирующего состава на сварные швы;
- 2) сокращение времени производственного процесса;
- 3) обеспечение постоянной производительности;
- 4) экономия расходного материала;
- 5) обеспечение уровня безопасности РЯ.

Цель работы – разработка цепи безопасности роботизированной ячейки для нанесения герметика на сварные швы.

Задачами являются – подбор оборудования для функционирования РЯ, разработка компоновочной схемы РЯ, разработка электрической схемы цепи безопасности РЯ, разработка алгоритма работы РЯ.

Для обеспечения работоспособного состояния РЯ подбираем оборудование. Фирмы ABB, SICK, GRACO, OMRON обладают необходимым оборудованием. На сайте фирм выбираем:

- 1) промышленный робот IRB4600 (ABB) [10];
- 2) устройство линейного перемещения IRBT2005 (ABB) [11];
- 3) контроллер IRC5 (ABB) [12];
- 4) система подачи E-Flo SP (GRACO) [13];
- 5) световой барьер безопасности M4000 Standard (SICK) [14];
- 6) реле безопасности GSB–2002–A/C (OMRON) [15].

Причины выбора фирмы ABB:

- 1) наличие систем SafeMove и MultiMove необходимых для защиты и управления роботами, линейными направляющими;
- 2) роботы с высокой точностью позиционирования;
- 3) широкий диапазон выбора продукции;
- 4) относительно легкий способ задания рабочей программы роботу и настройки.

Система SafeMove – дополнительная система, которая повышает безопасность и эффективность РЯ. Система способна осуществлять контроль положения и скорости осей манипулятора и контроль скорости и положения центральной точки инструмента [9].

Система MultiMove – встроенная функция программного обеспечения IRC5 с аппаратной частью, которая позволяет полностью координировать перемещение до четырех манипуляторов (и/или позиционеров, устройств линейного перемещения) [9].

Световой барьер – оптоэлектронное защитное устройство, которое создает неосязаемую зону контроля в границах излучателя и приемника оптического излучения. В проекте используется световой барьер с транзисторными выходами.

Реле безопасности необходимо, чтобы экстренно отключать нагрузку при возникновении критической ситуации. В проекте используется реле безопасности с релейными выходами.

Рассмотрим эскиз РЯ для нанесения герметика на сварные швы кузова легкового автомобиля на (Рисунок 1).

Кузов 3, по прибытии в границы РЯ, начинают обрабатывать роботы 1. Все роботы способны перемещаться в назначенной рабочей зоне с помощью устройств линейного перемещения 2.

Роботы, стоящие параллельно, обрабатывают сварные швы в салоне автомобиля через оконные проемы дверей.

Робот, расположенный перпендикулярно относительно кузова, обрабатывает сварные швы в капотной части автомобиля. Данный

робот находится ниже уровня кузова, чтобы обеспечить дальнейшее передвижение кузова по завершению операции.

Герметик подается по системе E-Flo SP из емкости в раздаточный клапан, который крепится на механическом интерфейсе промышленного робота. Нанесение состава производится по заданной траектории. При этом критически важным является контроль ширины полоски герметика и наличия в ней разрывов [5].

Контроль качества нанесения герметика может осуществляться при помощи системы технического зрения (например, от OMRON). В случае обнаружения дефекта место дефекта запоминается и впоследствии исправляется роботом [5, 6].

Робот оснащен функцией аварийного останова и как минимум одной функцией защитного останова, которые подключаются к контроллеру. Эти функции предусматривают подключение внешних аварийных остановов и защитных устройств. Аварийный и защитный остановы активируются через специальные входы безопасности или посредством протоколов безопасности [8].

У промышленных роботов есть встроенная система безопасности. На примере роботов ABB к встроенной системе подключим дополнительные устройства безопасности. На рисунке 2 представлена функциональная схема штатной цепи безопасности робота.

Данная цепь отслеживает состояние всех устройств и выключателей, относящихся к защите. При размыкании любого выключателя цепь отключает питание двигателей.

В статье рассматривается вариант с подключением светового барьера и кнопки стоп к панели цепи безопасности A21.

Для обеспечения дополнительной безопасности внутри контроллера к панели цепи безопасности A21 подключаем реле безопасности GSB-2002-A/C. Световой барьер подключается к плате SafeMove, выходы с платы SafeMove подключаются на входы реле безопасности. Выходы реле безопасности подключаются на входы автоматического останова AS панели цепи безопасности A21.

Рассмотрим электрическую схему подключения стоп сигналов, поступающих к панели цепи безопасности (Рисунок 3,4).

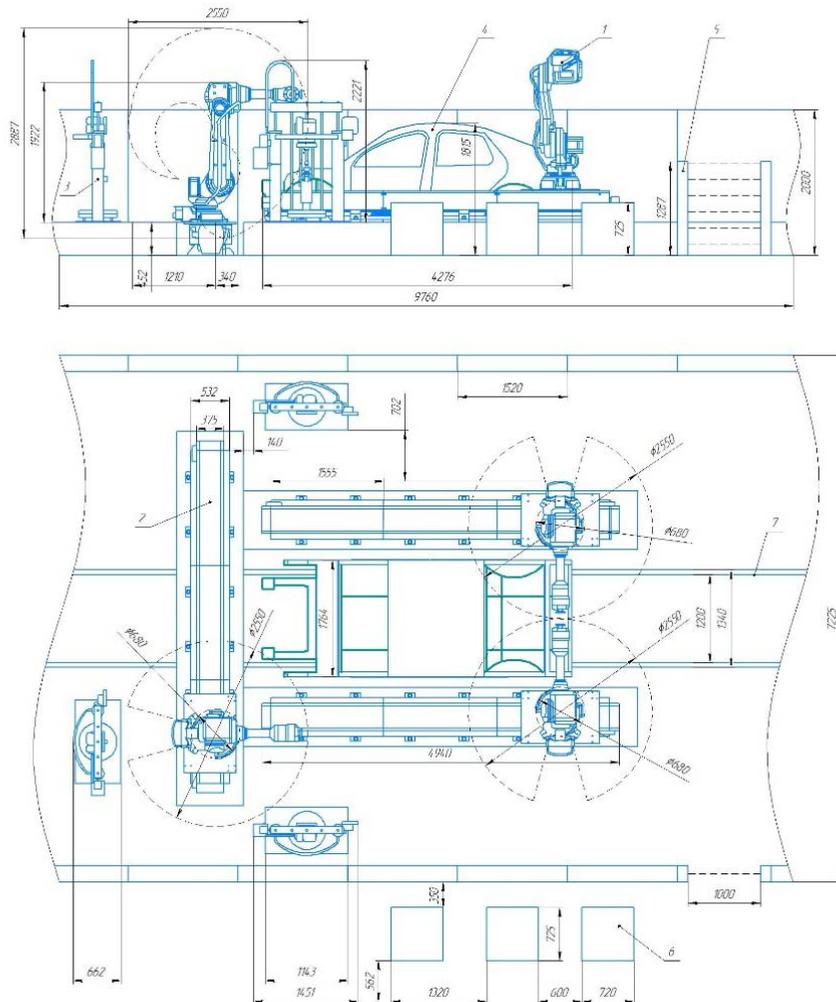


Рис. 1. Эскиз РК для нанесения герметика:

- 1 – Робот IRB4600 фирмы ABB; 2 – устройство линейного перемещения IRBT2005 фирмы ABB; 3 – система подачи E-Flo SP фирмы GRACO;
- 4 – кузов легкового автомобиля;
- 5 – световой барьер безопасности M4000 Standard фирмы SICK;
- 6 – контроллер IRC5 фирмы ABB; 7 – способ доставки кузова

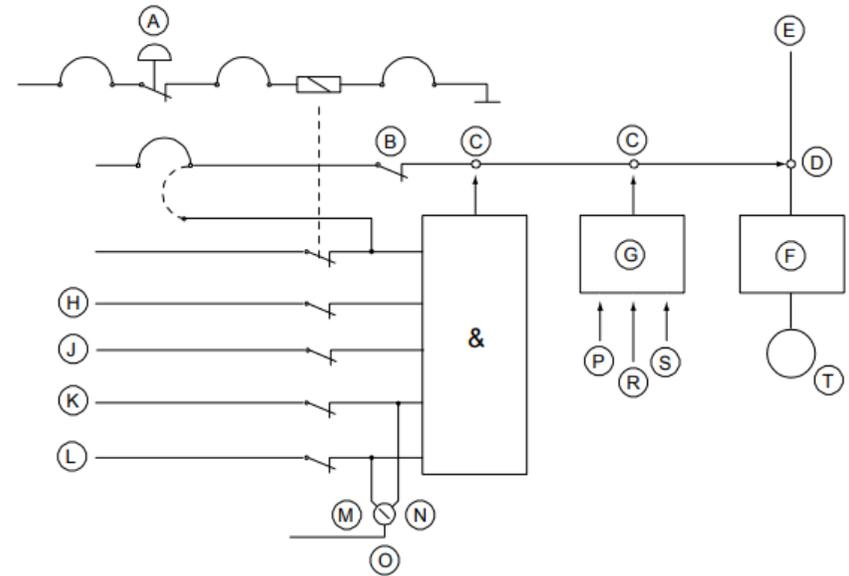


Рис. 2. Функциональная схема штатной цепи безопасности [8, с.78]

- A – аварийный останов ES; B – ограничительный выключатель;
- C – бесконтактные выключатели; D – пускатель; E – сеть питания;
- F – сервоусилитель; G – блокировка второй цепи; H – общий останов GS;
- J – приоритетный останов SS; K – автоматический останов AS;
- L – трехпозиционное выключающее устройство на пульте управления;
- M – ручной режим; N – автоматический режим; O – переключатель режима работы;
- P – цепь запуска; R/S – входы разрешения; T – двигатель

Сигнал считывается со светового барьера и поступает на плату SafeMove, затем сигнал следует на реле безопасности GSB-2002-A/C, после чего поступает на вход автоматического останова AS панели цепи безопасности. После этого с выходов аварийного останова ES панели цепи безопасности A21, сигнал поступает к контроллеру управления системой подачи герметика Local Control Monitor (Рисунок 4).

В случае с подключением кнопки стоп, сигнал приходит на входы общего останова GS панели цепи безопасности A21. Общий останов находится в приоритете, при его срабатывании автоматический останов AS уже не работает и ручное управление также становится недоступным.

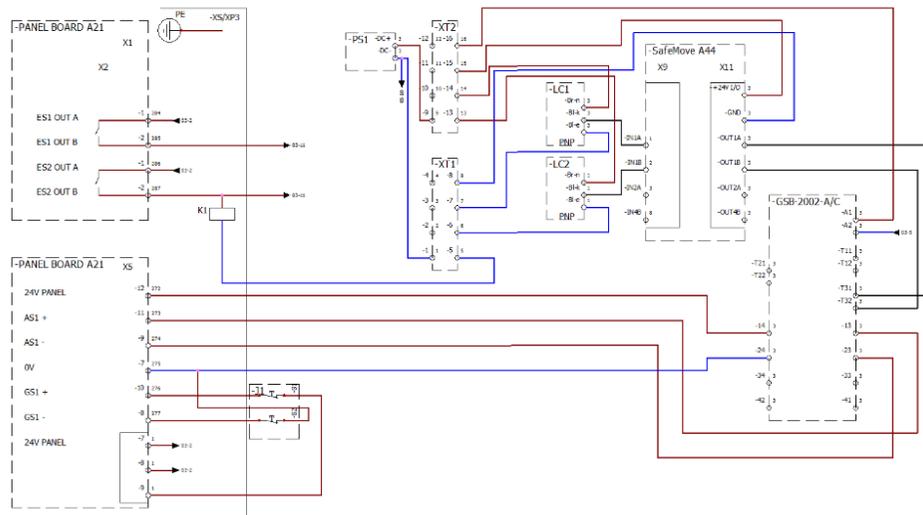


Рис. 3. Электрическая схема цепи безопасности:  
 PANEL BOARD A21 – панель цепи безопасности; J1 – кнопка стоп;  
 LC1,2 – световой барьер; SafeMove A44 – плата безопасности;  
 GSB-2002-A/C – реле безопасности; PS1 – источник питания;  
 XT1,2 – дополнительные клеммные колодки; K1 – электромагнитное реле

Для зрительного и звукового понимания остановки работы РЯ в электрическую схему включена модульная светосигнальная колонна (Рис. 5).

Колонна считывает сигнал с аварийного выхода ES панели цепи безопасности. В момент штатной работы РЯ на колонне горит оранжевый модуль, контакт К 1.1 нормально открыт, при пересечении светового барьера или нажатии кнопки стоп К 1.1 замыкается, а К 1.2 размыкается, в этом случае загорается красный сигнал и подается звуковой сигнал.

Предложенный вариант, разработанный цепи безопасности, может быстро и надежно обеспечить остановку работы на РЯ. Это обеспечит достаточный уровень безопасности в зоне РЯ и улучшит качество ее работы. В дальнейшем предполагается моделирование работы РЯ и генерация управляющей программы.

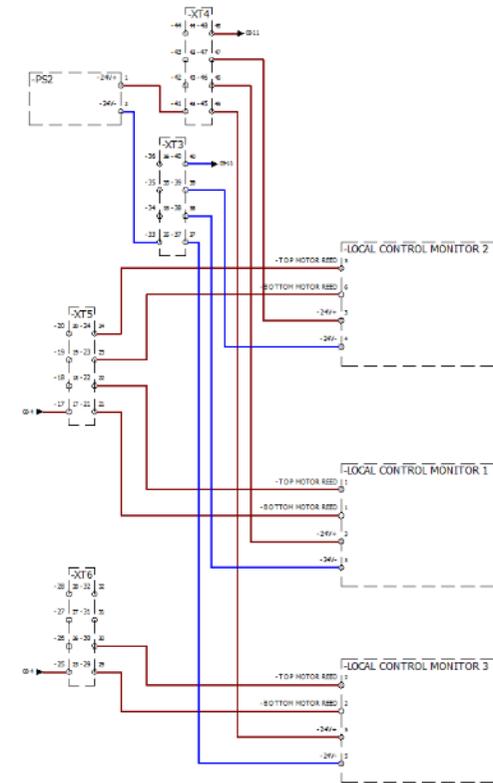


Рис. 4. Продолжение электрической схемы цепи безопасности: подключение системы подачи герметика: PS2 – блок питания; XT3,4,5,6 – дополнительные клеммные колодки; LOCAL CONTROL MONITOR 1,2,3 – контроллер управления системой подачи герметика

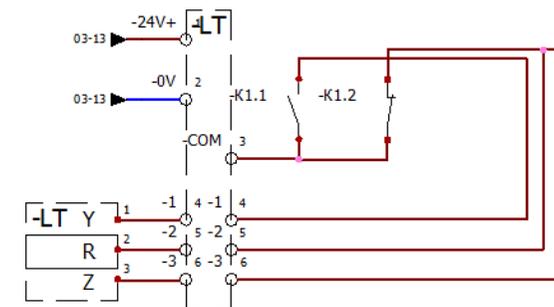


Рис. 5. Продолжение электрической схемы цепи безопасности: подключение модульной светосигнальной колонны: LT – светосигнальная колонна; К 1.1,1.2 – контакты реле К1

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сайт Robogeek [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://robogeek.ru/interesnoe-robotah/page-2>, свободный.
2. Иванов, А. М. Основы конструкции автомобиля. Учебник для вузов // Иванов А.М., Солнцев А.Н., Гаевский В.В. и др./ Основы конструкции автомобиля. — М. 000 «Книжное издательство «За рулем», 2005. — 336 с: ил.
3. Карунин, А. Л. Технология автомобилестроения. Учебник для вузов // Карунин А. Л., Бузник Е.Н., Дашенко О. А и др./ Под редакцией А. И. Дашенко. – М./ Академический Проект: Трикта, 2005. – 624 с., 16 с.цв. вкл.
4. Сайт autoVERCITY [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://auto.vercity.ru/statistics/production/europe/2020/russia/lada>, свободный.
5. Сайт АЛЬФАИНЖИНИРИНГ [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://alfamatic.ru/services/robotizatsiya/nanesenie-kleev-i-germetikov>, свободный.
6. Сайт OMRON [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://industrial.omron.ru/ru/products/zg2>, свободный.
7. Сайт POZNAЙКА [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://poznayka.org/s56706t1.html>, свободный.
8. Document ID: ЗНАС059109-001 Application manual Local I/O. Checked in 2018-10-09 Skribenta version 5.3.008
9. Document ID: ЗНАС052610-001 Application manual Local I/O. Checked in 2022-03-19 Skribenta version 5.4.005
10. Сайт ABB [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://new.abb.com/products/robotics/industrial-robots/irb-4600>, свободный.
11. Сайт ABB [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://new.abb.com/products/robotics/application-equipment-and-accessories/robot-positioners-track-motion/irbt-2005>, свободный.
12. Сайт ABB [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://new.abb.com/products/robotics/controllers/irc5>, свободный.
13. Сайт GRACO [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.graco.com/ru/ru/in-plant-manufacturing/products/sealants-adhesives/sealant-supply-systems-pumps/e-flo-sp-electric-pumps-and-supply-systems.html>, свободный.
14. Сайт SICK [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.sick.com/ru/ru/safety-light-beam-sensors/safety-multibeam-sensors/m4000-standard/c/g244218>, свободный.
15. Сайт OMRON [Электронный ресурс]. – Режим доступа: Сайт ABB [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.proenergo.ru/safety/moduli-bezopasnosti/tele-bezopasnosti-omron-g9sb/g9sb2002cacdc24.1/>, свободный.

*Материал поступил  
в редколлегию 20.05.22.*

## УДК 621.86

## ОБЗОР ОТЕЧЕСТВЕННЫХ КОМПАНИЙ ПО ВЫПУСКУ СТРОИТЕЛЬНЫХ 3D ПРИНТЕРОВ И ИХ ПРОДУКЦИИ

Поляков П.А., аспирант  
Научный руководитель: Гончаров К.А.,  
кандидат технических наук, доцент  
Брянский государственный технический университет  
[ptm\\_bstu@mail.ru](mailto:ptm_bstu@mail.ru)

Рассмотрена номенклатура отечественных производителей строительных принтеров для трехмерной печати. Приведены параметры ряда производимых моделей. Отмечены особенности их конструкции, достоинства и недостатки.

Строительство — это одно из древнейших человеческих занятий, оно развивалось вместе с человеком. Настоящее время не является исключением, сейчас одним из перспективных направлений в строительстве является развитие аддитивных технологий для строительства зданий и сооружений.

Сложно определить первопроходцев в области разработок 3D технологий в строительстве для печати зданий, эти разработки в начале двухтысячных одновременно велись в нескольких странах, таких как Нидерланды, США, Великобритания и Китай.

В настоящее время подобные разработки, и более того, опытные образцы или даже готовая к работе продукция имеется и у российских компаний.

Речь идет о строительных 3D принтерах, изготавливаемых на территории России отечественными компаниями.

Определим, что понимается под строительным 3D принтером.

Строительный 3D принтер – инженерное устройство, способное создавать здания, сооружения или отдельные их элементы (включая декоративные) методом послойного наложения цементной смеси, на заранее подготовленной поверхности.

В список отечественных компаний в области создания строительных 3D принтеров можно внести:

- 1) «АМТ-СПЕЦАВИА» (г.Ярославль)
- 2) «RVS 3D» (г.Москва)
- 3) «ARKON» (г.Москва)

Компанию «АМТ-СПЕЦАВИА» в настоящее время можно считать лидером в области производства строительных 3D принтеров в России. В 2015 году было запущено серийное производство строительных 3D принтеров.

Стоит отметить, что строительные 3D принтеры производства «АМТ» включены в каталог российского аддитивного оборудования Министерства промышленности и торговли РФ, что свидетельствует о высоком уровне производства компании.

Рассмотрим конструкции строительных 3D принтеров, выпускаемых данной компанией.

Линейка продукции делится на принтеры:

- для цехового производства: S-3030, S-6044, S-6044 long, S-6045M.
- для печати одноэтажных зданий: S-300.
- для печати от 2 этажей и выше: S-300, S-500.

Для наглядности сведем основные параметры продукции «АМТ-СПЕЦАВИА» в таблицу.

Таблица 1

Основные характеристики строительных 3D принтеров «АМТ-СПЕЦАВИА»

Модель	Размер строительной поверхности, м.	Материал печати	Производительность, куб.м/ч	Скорость м/мин.	Точность м/мин.	Вес, кг	Цена, млн руб.
S - 3030	2,5 x 2,3 x 0,8	Пескобетон М300 - М500, геополимерный бетон, гипс, спец смеси	0,6	12	2 мм	750	2,51
S-6044	3,5 x 3,1 x 1		0,6	12	2 мм	870	2,1
S-6044 long	7,5 x 7,1 x 1	Пескобетон М400 - М500, геополимерный бетон, гипс, спец смеси	0,6	12	2 мм	1320	2,8
S-6045M	3,5 x 3,1 x 1	Пескобетон М300 - М500, геополимерный бетон, гипс, спец смеси	0,7	12	2 мм	870	2,24
S-300	11,5 x 11,5 x 4	Пескобетон М400 - М500, геополимерный бетон, гипс, спец смеси	2,5	12	2 мм	3800	8,46
S-500	11 x 29 x 14		2,5	12	2 мм	От 5600	23,8

Из данной таблицы видно, что, не смотря на значительное увеличение строительных поверхностей, производитель заявляет о высокой точности позиционирования (2 мм).

Так же стоит отметить, что в конструкциях данных строительных 3D принтеров в качестве привода устанавливаются шаговые электродвигатели с цилиндрическими редукторами.



Рис. 1. Строительный 3D принтер «АМТ» S-300

Компания «RVS 3D» (г.Москва) является молодой компанией, разрабатывающей с 2020 г. аппаратное обеспечение, программное обеспечение, строительные материалы для 3D печати из бетона.

В линейке компании пока только один 3D принтер «Gantry-8416».

Основные параметры 3D принтера представлены в таблице 2.

В качестве особенностей данного принтера можно выделить, предложенную технологию, решающую проблему дороговизны строительных материалов (благодаря низкой стоимости смеси сопоставимой с ценой бетона) и доступного жилья для среднего класса, что должно положительно сказываться на цене готового здания, сроках его изготовления и сократить строительные отходы.

Компания «RVS 3D» так же производит и продает печатную продукцию с помощью данного принтера, например скамейки для сада или цветочницы из бетона.

Таблица 2

Основные характеристики 3D принтера «Gantry-8416»

Технология	Послойное нанесение бетона
Площадь печати (метров)	7,5x3,5x14,5 м
Габариты принтера (метров)	8x4x15 м
Диаметр сопла (мм)	20/30
Ширина слоя (мм)	20-40
Высота слоя	10-25
Скорость печати (мм/с)	100
Точность (мм)	1
Материал печати	Допускается печать как на обычной пескобетонной смеси, так и печать на специальных смесях, разработанных для 3d печати



Рис. 2. 3D принтер «Gantry-8416»

Компания «ARKON» (г.Москва) занимается продажей промышленных 3D принтеров, систем производства и обработки порошков, газостатов, разработкой собственных аддитивных систем, услугами 3D печати, инжинирингом и консалтингом в области АТ.

Компания предлагает к покупке принтер собственного производства «Arkon». Основные характеристики данного принтера внесены в таблицу 3.

Таблица 3

Основные характеристики строительного 3D принтера «Arkon»

Технология	Послойное нанесение бетона
Площадь печати (метров)	16x10x3,5 м
Параметры слоя (мм)	20-40
Система креплений	Винтовые сваи, монтаж на фундамент
Скорость печати (м/мин)	1-10 (изменяемая)
Точность (мм)	не указана
Материал печати	Пескобетон, архитектурные композиции
Конструкция	Портальная

В качестве преимуществ своего принтера компания выделяет модульность – имеется возможность изменять область печати под конкретный объект.

Производитель данного принтера заявляет, что использование их продукта снизит стоимость работ в 2 раза и ускорит строительство в 4 раза за счет целиковой печати дома сразу на строительной площадке за 3 дня.

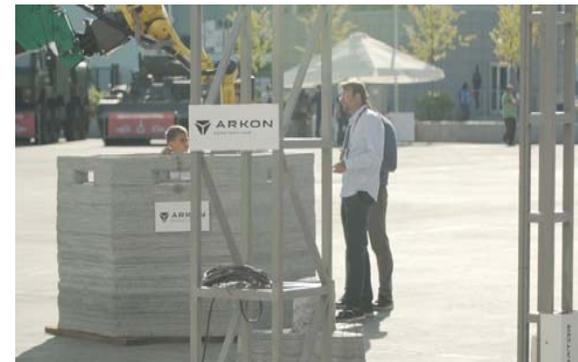


Рис. 3. Строительный 3D принтер «Arkon»

В настоящее время в России ведутся интенсивные разработки в сфере 3D печати зданий, но компаний, занимающихся производством и внедрением строительных 3D принтеров, очень мало.

Следует уделить отдельное внимание созданию конструкций строительных 3D принтеров, способных печатать с еще более высокой точностью и скоростью, что и требуется потребителю.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Каталог 3D принтеров и оборудования АМТ СПЕЦАВИА: строительные 3D принтеры, большие FDM принтеры БЕГЕМОТ, смеси, дополнительное оборудование (specavia.pro) Режим доступа: <https://specavia.pro/catalog/>.
2. RVS 3D printers. Режим доступа: <https://rvs3d.ru/printers/>.
3. Строительный 3D принтер - ARKON (arkon3d.ru). Режим доступа: <https://arkon3d.ru/3dcp>.

*Материал поступил  
в редколлегию 25.05.22.*

УДК 621.86

## МОДЕЛИРОВАНИЕ УПРАВЛЯЕМОГО ДВИЖЕНИЯ РАСКЛАДНОГО МОСТА

Сильванович В.К., Андросенко Д.С.

Научный руководитель: Реутов А.А.,

доктор технических наук, профессор

Брянский государственный технический университет

[ptm\\_bstu@mail.ru](mailto:ptm_bstu@mail.ru)

Разработаны трехмерная сборочная и компьютерная динамическая модели раскладного моста с использованием программ T-FlexCAD и «Универсальный механизм». Определены усилия гидроцилиндров, необходимые для равномерного разворачивания и сворачивания секций моста, усилия в шарнирах.

Для пропускания судов по каналам и рекам предложено много конструкций разводных мостов. Раскладной мост (Heatherwick's rolling bridge), состоящий из 8 секций, построен в Лондоне в 2004 году (рис. 1) [1].



Рис. 1. Раскладной мост «Heatherwick's rolling bridge» в Лондоне

В развернутом положении крайние секции моста опираются на обе береговые опоры, в свернутом положении все секции находятся над одним берегом и не перекрывают канал [2].

Для проектирования аналогичного моста необходимо создание геометрической и динамической моделей моста. Геометрическая модель определяет форму и размеры металлоконструкции моста динамическая – силы, возникающие при разворачивании и сворачивании моста.

Техническое задание на проектирование раскладного моста, наряду со многими требованиями, включает значения следующих параметров:

1. Номинальная длина моста, т.е. расстояние между крайними точками секций в развернутом положении ( $L_B$ ).
2. Допустимая высота моста в свернутом положении ( $H_B$ ).
3. Допустимая длительность разворачивания и сворачивания секций [ $T_{01}, T_{02}$ ].
4. Допустимая неравномерность разворачивания и сворачивания секций, т.е. допустимое угловое ускорение перемещения секций ( $\varepsilon$ ).
5. Допустимая угловая скорость секций в конце разворачивания и сворачивания моста ( $\omega_{02}$ ).

Также необходимо предусмотреть конструктивно невозможность проседания секций в середине пролета при полностью развернутом мосте.

Определим основные размеры модели моста в двухмерной постановке, считая все секции моста одинаковыми. Длина моста, то есть расстояние между крайними точками секций в развернутом положении, задана техническим заданием.

Если мост состоит из 8 секций, то центральный угол каждой секции равен  $45^\circ$ . Каждая секция имеет трапецевидную форму. Длина нижнего основания трапеции  $L_s$  равна  $2R\sin(\pi/8)$ . Здесь  $R$  – расстояние от края основания секции до оси поворота секций (при сворачивании моста) (рис.2).

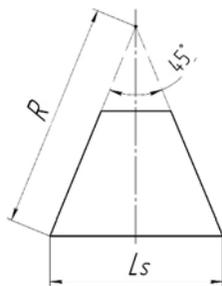


Рис. 2. Контур продольного сечения секции моста

Длина развернутого моста  $L_B$ , состоящего из  $N$  секций, зависит от допустимых габаритов моста в свернутом положении, то есть от  $R$

$$L_B = 2NR\sin(\pi/N).$$

Высота моста в свернутом положении  $H_B = 2R\cos(\pi/N)$ .

При  $N > 10$  и неизменном  $R$  длина  $L_B$  и высота  $H_B$  моста практически не увеличиваются.

Верхние части секций шарнирно соединены друг с другом двумя звеньями. Необходимо определить длину звена  $l$ , а также длину гидrocиллиндра (ГЦ) со штоком в свернутом  $h_0$  и развернутом  $h_1$  положениях моста.

Если звенья полностью развернутого моста расположены горизонтально, то  $l = h_s \cdot \tan(\pi/N)$ , где  $h_s$  – высота секции моста. Тогда длина ГЦ с втянутым штоком  $L_{H1} = h_s$ , длина ГЦ с выдвинутым штоком  $L_{H0} = h_s + l$ . Рассчитанные длины звеньев и ГЦ со штоком требуют уточнения с учетом конструктивного исполнения деталей. Боковые стержни секций не должны соприкасаться друг с другом при сворачивании моста. Также необходимо проверить отсутствие пересечения деталей моста.

На рис. 3 показаны трехмерные геометрические модели моста в развернутом и свернутом положениях, созданная в среде T-Flex CAD.



Рис. 3. Трехмерные геометрические модели моста в развернутом и свернутом положениях

После создания геометрической модели моста необходимо проверить ее работоспособность, создав динамическую модель с использованием программы «Универсальный механизм» (УМ).

На рис. 4 показана динамическая модель моста в полуразвернутом положении, созданная в среде УМ.

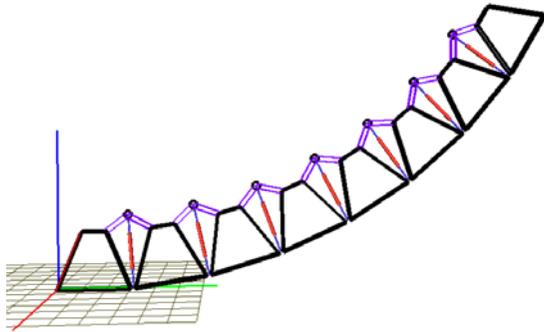


Рис. 4. Динамическая модель моста в полуразвернутом положении, созданная в среде УМ

Динамическая модель включает тела 8 одинаковых секций, соединенные шарнирами вращения. Верхние части секций соединены со звеньями также шарнирами вращения. Каждая пара смежных секций образует замкнутую кинематическую цепь. УМ условно разрезает один шарнир (соединяющий между собой звенья) для каждой пары секций так, чтобы получить граф связности модели в виде дерева. Масса секции – 226 кг, масса звена – 45 кг,  $L_B = 12,8$  м,  $H_B = 3,764$  м,  $h_s = 1,2$  м,  $L_{H1} = 1,2$  м,  $L_{H0} = 1,45$  м.

Моменты сопротивления относительно вращению секций и звеньев  $M_{Ci}$  выражены через реакции шарниров  $R_i$  и относительные угловые скорости тел  $\omega_i$

$$M_{Ci} = K_c R_i + d_0 \omega_i.$$

где  $K_c$  – коэффициент сопротивления шарнира вращения,  $d_0$  – коэффициент сопротивления.

Первая секция неподвижна. Восьмая (последняя) секция в развернутом положении моста свободно опирается на горизонтальную опору, представленную контактной силой «точки-плоскость». В свернутом положении моста отсутствие соприкосновения боковых стержней секций обеспечивают также контактные силы «точки-плоскость» [3].

Каждый ГЦ, перемещающий секции, представлен биполярной силой.

Для плавного разворачивания и сворачивания моста необходимо ограничить разность углов относительного поворота секций и

разность относительных угловых скоростей секций. Поэтому для разворачивания моста силу  $i$ -го ГЦ представим в виде

$$F_i = c_1(1 + \alpha t) \cos(\gamma \varphi_2) + d_i[v_0 + v_1 \cos(\gamma \varphi_2) - V_i], \quad (1)$$

$$F_i = c_i(\varphi_{i-1} - \varphi_i) + d_i[v_0 + v_1 \cos(\gamma \varphi_2) - V_i], \quad i = 2 \dots 7. \quad (2)$$

Здесь  $\varphi_i$  – угол поворота  $i$ -ой секции относительно  $(i-1)$ -ой секции,  $t$  – время,  $v_0$  и  $v_1$  – задаваемые характеристики скорости штока ГЦ,  $V_i$  – фактическая скорость перемещения штока  $i$ -го ГЦ;  $\alpha$ ,  $c_i$  и  $d_i$  – коэффициенты пропорциональности ( $i = 1 \dots 7$ ).

Для сворачивания моста в формулах (1) и (2) функция  $\cos(\gamma \varphi_i)$  заменена на  $\sin(\gamma \varphi_i)$ .

Из формул (1) и (2) следует, что задаваемые характеристики скорости штоков одинаковы для всех ГЦ, кроме того предыдущая секция  $(i-1)$  подстраивается по углу относительного поворота последующей секции  $(i)$ .

Коэффициент  $\alpha$  определяет запас движущей силы 1-го ГЦ. Так, если в течение времени  $T_{01}$  необходимо получить  $n$ -кратный запас силы  $F_1$ , то

$$\alpha = (n - 1) / T_{01}.$$

Значения коэффициентов  $c_i$  и  $d_i$  ограничены возможностями объемного гидропривода, поэтому совместное использование датчиков углов поворота секций с датчиками скоростей перемещения штоков ГЦ повышает качество регулирования движения секций моста. Задание сил  $F_i$  в виде (1), (2) является аналогией пропорционально-дифференциального регулирования.

Создание геометрической и динамической моделей позволяет автоматизировать проектные расчеты раскладного моста, в том числе геометрический синтез и динамический анализ [4].

При моделировании движения моста были подобраны значения характеристик и коэффициентов для формул (1) и (2), обеспечивающие плавное и равномерное движение секций.

Для сворачивания моста  $d_0 = 5000$ ;  $K_c = 0,001$ ;  $\alpha = 0,1$ ;  $\gamma = 1,5$ ;  $v_0 = 0,001$ ;  $v_1 = 0,02$ ;  $c_1 = 1,5E4$ ;  $c_2 = 1,0E5$ ;  $c_i = 1,0E4$  ( $i = 3 \dots 7$ );  $d_1 = 3,5E7$ ;  $d_2 = 3,0E7$ ;  $d_i = 2,0E7$  ( $i = 3 \dots 6$ );  $d_7 = 1,0E7$ . Значения параметров заданы в единицах международной системы.

При разворачивании моста  $d_0 = 200$ ;  $K_c = 0,001$ ;  $\alpha = 0,01$ ;  $\gamma = 3,23$ ;  $v_0 = -0,0053$ ;  $v_1 = -0,022$ ;  $c_i = 1,0E4$  ( $i = 1 \dots 5$ );  $c_6 = c_7 = 1000$ ;  $d_i = 3,0E7$  ( $i = 1 \dots 3$ );  $d_i = 2,0E7$  ( $i = 4 \dots 6$ );  $d_7 = 1,0E7$ .

На рис. 5 представлены графики изменения усилий ГЦ при разворачивании и сворачивании моста.

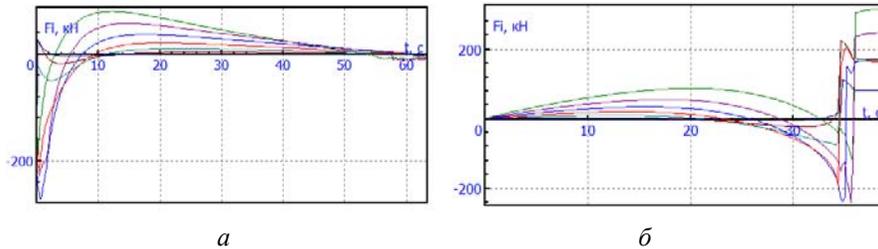


Рис. 5. Графики изменения усилий ГЦ (кН) при разворачивании моста (а) и при сворачивании моста (б). Положительные значения усилия соответствуют выдвиганию штока, отрицательные – втягиванию

При разворачивании моста и  $t = 20$  с  $F_i = \{68,1; 53,5; 36,2; 21,2; 10,3; 3,4; 0,5\}$  кН,  $i = 1...7$ . При сворачивании моста и  $t = 20$  с  $F_i = \{87,5; 53,6; 29,6; 13,0; 2,7; -1,8; -1,8\}$  кН,  $i = 1...7$ .

Наибольших величин усилия ГЦ достигают в начале разворачивания и в конце сворачивания моста.

На рис. 6 представлены графики изменения угловых скоростей секций (рад/с) при разворачивании и при сворачивании моста.

При разворачивании моста и  $t = 20$  с  $\omega_i = \{-8,2; -9,3; -9,2; -9,1; -9,0; -7,8; -7,7\}$  мрад/с,  $i = 1...7$ . При сворачивании моста и  $t = 20$  с  $\omega_i = \{0,019; 0,018; 0,019; 0,020; 0,021; 0,021; 0,022\}$  рад/с,  $i = 1...7$ . Расчетная длительность разворачивания моста  $T_{01} = 61,7$  с, сворачивания моста  $T_{02} = 36,3$  с.

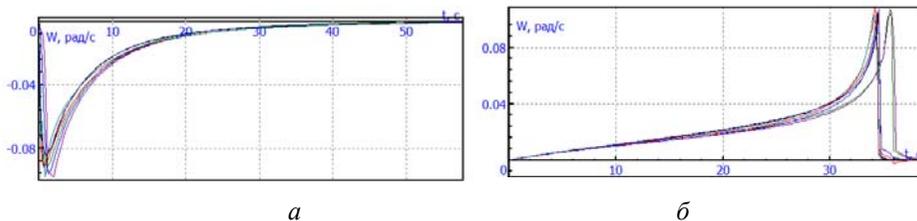


Рис. 6. Графики изменения угловых скоростей секций (рад/с) при разворачивании моста (а) и при сворачивании моста (б)

Относительные угловые ускорения секций при разворачивании моста не превышают  $0,0015$  рад/с<sup>2</sup> до соприкосновения боковых

стержней секций. При сворачивании моста относительные угловые ускорения секций достигают  $0,26...0,37$  рад/с<sup>2</sup> в начале движения.

На рис. 7 представлены графики изменения реакций шарниров, соединяющих секции, при разворачивании и сворачивании моста.

При разворачивании моста и  $t = 20$  с  $R_i = \{74,9; 69,2; 36,0; 31,7; 13,3; 8,9; 2,6\}$  кН,  $i = 1...7$ . При сворачивании моста и  $t = 20$  с  $R_i = \{58,8; 58,8; 25,5; 21,9; 9,4; 4,3; 2,0\}$  кН,  $i = 1...7$ .

Наибольших величин реакции шарниров (также как и усилия ГЦ) достигают в начале разворачивания и в конце сворачивания моста.

При заданных размерах звеньев угол между смежными звеньями свернутого моста составляет  $8,5^\circ$ . Это приводит большим усилиям ГЦ ( $F_1 = 316$  кН) и реакциям шарниров ( $R_1 = 146$  кН) в начале разворачивания моста.

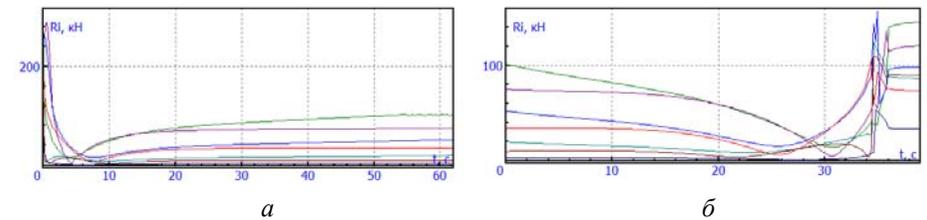


Рис. 7. Графики изменения реакций шарниров, соединяющих секции, (кН) при разворачивании моста (а) и при сворачивании моста (б)

Усилия ГЦ в начале разворачивания и в конце сворачивания моста можно уменьшить, если увеличить угол между смежными звеньями.

Геометрическое моделирование позволило определить форму и размеры элементов металлоконструкции, обеспечивающие выполнение требований Технического задания при соблюдении ограничений.

Моделирование движения моста позволило определить усилия ГЦ, необходимые для равномерного разворачивания и сворачивания секций, усилия в шарнирах. Для равномерного разворачивания и сворачивания секций необходимо отдельное управление усилиями ГЦ.

Наибольших величин реакции шарниров и усилия ГЦ достигают в начале разворачивания и в конце сворачивания моста. Усилия ГЦ в начале разворачивания и в конце сворачивания моста можно уменьшить, если увеличить угол между смежными звеньями. Наибольшие

величины реакций возникают в шарнирах, соединяющих неподвижную секцию с подвижной.

Полученные формулы для расчета основных размеров моста, геометрическая и динамические модели могут использоваться при эскизном проектировании раскладного моста.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Heatherwick's rolling bridge. URL: <https://www.youtube.com/watch?v=x0Dj7XA77hw> (дата обращения: 22.02.2022).
2. Packman, R. The rolling bridge, Paddington Basin// Structural Engineer. 2005, Vol. 83, Iss. 2, pp. 15-17.
3. Программа ввода данных. Руководство пользователя. URL: [http://www.universalmechanism.com/download/80/rus/03\\_um\\_data\\_input\\_program.pdf](http://www.universalmechanism.com/download/80/rus/03_um_data_input_program.pdf) (дата обращения: 22.02.2022).
4. Реутов, А.А. Основы автоматизации проектирования машин/ А.А. Ре-утов -Брянск: Изд-во Брянского гос. технического ун-та, 2013. – с. 57-59. ISBN 978-5-89838-686-3.

*Материал поступил  
в редколлегию 19.04.22.*

УДК 621.873

## **РАСЧЕТНО-ДИНАМИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ КРАНОВ ДЛЯ ЦЕЛЕЙ ОБОСНОВАНИЯ ИХ СЕЙСМОСТОЙКОСТИ**

Синельщиков А.В., кандидат технических наук, доцент  
Астраханский государственный  
архитектурно-строительный университет  
Laex@bk.ru

В работе проведены требования к разработке расчетно-динамических моделей грузоподъемных кранов как сложных технических систем, обладающих иерархической структурой, существенными нелинейными свойствами и взаимодействующие с окружающей технической инфраструктурой

Жизненный цикл грузоподъемного крана (ГК) укрупненно можно разделить на три больших этапа: проектирование, изготовление и эксплуатация крана с последующей утилизацией. Известные и неизвестные условия эксплуатации крана, его эксплуатационные характеристики как физического объекта, технические и технологические ограничения этапа его изготовления, служат исходными данными для проектирования крана.

Изучение и уточнение условий эксплуатации, математическое описание процессов, происходящих при эксплуатации, позволяют точнее сформулировать требования к используемым методам и моделям на этапе проектирования. При этом на этапе проектирования для получения адекватных результатов расчетного обоснования его эксплуатационных характеристик необходимо корректно объединить математическую модель нагружения, расчетно-динамическую модель ГК и метод расчетного обоснования сейсмостойкости. Некорректный выбор любого из трех указанных составляющих или выбор несочетаемых компонент приводит к ошибочным результатам и решениям при проектировании ГК.

Этап проектирования ГК усложняется, когда необходимо учесть действие экстремальных внешних динамических воздействий, величина которых может быть определена только с некоторой вероятностью, а момент самого воздействия и эксплуатационное состояние крана заранее не известно. К таким нагрузкам относится сейсмическое воздействие.

Из анализа конструктивных особенностей кранов совершенно очевидна недостаточность использования традиционных методов строительной механики стержневых систем, которые не охватывают всего многообразия расчетных схем кранов [1, 2, 7]. Кран как составная часть сложной технической системы активно взаимодействует с окружающей его инфраструктурой, вследствие чего фактический динамический отклик крана может существенно отличаться от расчетного. Возникает необходимость применения более универсальных подходов к разработке расчетно-динамических моделей кранов (РДМ), которые позволяют реализовать для них сложные пространственные расчетные схемы (модели), состоящие из элементов различных типов и размерностей, в том числе учитывающих конструктивные элементы, имеющие нелинейные характеристики [15].

Применительно к крановым конструкциям для проведения уточненных расчетов в задачах местной потери устойчивости элементов высоких балок и коробчатых систем используются элементы теории пластин, для уточненного анализа отдельных конструктивных элементов и деталей используются методы пространственного твердотельного моделирования. Однако использование стержневых конечных элементов (КЭ), построенных на основе теории тонкостенных стержней, все еще остается актуальным [3]. За последние годы теория расчёта тонкостенных стержней непрерывно развивалась, уточнялись области её применения [6].

По оценке авторов [4], расчёт тонкостенных конструкций из пластин, к которым относятся большинство несущих конструкций ГК, является одним из наиболее сложных приложений МКЭ в механике деформируемого твёрдого тела. Несмотря на наличие большого числа публикаций по этому вопросу, построение эффективных конечно-элементных аппроксимаций крановых конструкций для пластин и оболочек, похоже, не завершено.

Альтернативой пластинчатым элементам, построенным на основе классической теории Кирхгофа, являются КЭ, созданные с использованием сдвиговых теорий пластин. К наиболее известным сдвиговым теориям пластин следует отнести теорию, основанную на гипотезе о линейном распределении перемещений по толщине пластины. Нынешнее состояние этой теории базируется на трудах таких известных уче-

ных, как С. П. Тимошенко, Э. Рейсснер, Р. Миндлин, опубликованных в разное время. А.Е. Белкин и С.С. Гаврюшин в работе [4] указывают, что попытки применить КЭ теории Тимошенко-Миндлина к расчёту тонких пластин привели к неудовлетворительным результатам.

Варьируя тип простых КЭ, их количество и размеры, проектировщик имеет неограниченные возможности и может выбрать для данного сооружения наиболее рациональный вид элементов и их количество. Проблема выбора оптимального количества элементов и их размеров все еще остается дискуссионной и ей посвящены работы многих авторов [8]. Однако следует заметить, что большее число степеней свободы, связанное с увеличением количества элементов и уменьшением их размеров дает лучшую аппроксимацию истинного характера реакции подъемного сооружения [12]. С другой стороны на количество степеней свободы накладывает ограничение вычислительные возможности ЭВМ – объем оперативной памяти, быстродействие и точность представления чисел с плавающей точкой в ЭВМ [12].

Большинство численных методов аппроксимации инженерных сооружений дают близкие результаты, что подтверждает их достоверность и эффективность применения для расчета тел сложного очертания [8], однако они требуют качественной оценки с точки зрения их применимости для реализации пространственных расчетных схем крановых металлоконструкций.

Несомненным преимуществом обладают методы расчета, вытекающие из методов классической строительной механики систем: метод перемещений, метод сил и их различные варианты. Такой подход реализует метод конечных элементов (МКЭ), универсальность которого подтверждена работами В.И. Мяченкова, Р. Клафа, О. Зенкевича, Л. А. Розина, В.А. Постнова и др.

Среди методов расчетного динамического анализа инженерных сооружений расчеты подъемных сооружений на собственные нагрузки и произвольные внешние воздействия имеют особенности, которые выделяют их в отдельную категорию. Как правило, для ГК требуется разработка двух расчетных моделей: первой – статической для проверки правильности выбранных решений на стадии аппроксимации подъемного сооружения, и второй – динамической. Построение комплексных РДМ, включающей в себя не только сам ГК, но и окружающую его инфраструктуру, требует глубокого

проникновения в сущность работы подъемных сооружений и их физических, расчетных и математических моделей, взаимодействия с окружающей технической средой.

Пересечение в теории расчетного анализа ГК почти всех разделов механики, неизбежность повреждений металлоконструкций кранов при нагрузках и условиях работы выходящих за пределы эксплуатационных параметров, неполнота исходной информации и данных о действительной работе крановых сооружений зачастую приводило проектировщиков к использованию простейших РДМ и недостоверных моделей взаимодействия с поддерживающими конструкциями.

При дискретизации сложных континуальных подъемных сооружений преимущество отдается МКЭ [7]. В этом случае непрерывная задача с бесконечным числом степеней свободы сводится к дискретно-континуальной с конечным числом степеней свободы. К основным принципам создания аппроксимирующих РДМ подъемных сооружений относится:

1. Требование, согласно которому методы расчетного анализа должны строиться с учетом теории разрушения и деформации конструкций, подтверждающихся опытом инженерной практики. При этом работа конструкций кранов в стадиях, предшествующих их разрушению, достаточно сложна и может быть учтена при проведении динамических расчетов в нелинейной постановке.

2. Доказательство прочности и устойчивости расчетно-динамической модели крана должно являться одним из доказательств прочности и устойчивости его действительной конструкции. Очевидно, что необоснованный подбор методов аппроксимации и последующего расчетного анализа может привести к динамически неоправданным, утяжеленным конструкциям крановых сооружений.

3. Выбор расчетных моделей конструкций, которые наряду с прочностью и устойчивостью обеспечивали бы ее экономическую эффективность на всех стадиях жизненного цикла.

4. Разработка нескольких аппроксимирующих моделей работы конструкции крана, каждая из которых имеет свои границы применимости. Например, для расчетного обоснования динамического взаимодействия крановой конструкции с поддерживающими конструкциями может быть использована упрощенная модель.

5. Аппроксимирующая модель и разработанный на ее основе метод расчета с учетом рассмотренных принципов должна обеспечить выбор отношений между параметрами конструкции, варьируя которыми, получим подъемное сооружение, соответствующее критерия цели и задачам определенных для каждой стадии жизненного цикла ГК.

Здесь следует указать, что все крановые металлоконструкции объединяет ряд факторов:

1) установка большинства кранов на крановых рельсовых путях (надземных и наземных);

2) пространственные, как правило, сварные металлические конструкции, представленные тонкостенными балочными элементами, работающими в условиях сложного сопротивления, открытого и замкнутого профиля;

3) относительная регулярность решётчатых металлических конструкций порталных и башенных кранов, использующих в узлах разъёмные (болтовые и шарнирные (цилиндрические)) и неразъёмные (сварные) соединения, представляющие определённые сложности для процесса конечно-элементного моделирования;

4) наличие нелинейных факторов, прежде всего, (а) сухого трения качения и скольжения ходовых колёс кранов в зонах опирания на крановый рельсовый путь, и также (б) включающихся связей, в частности, реборд ходовых колёс в режиме движения кранов и др. Кроме того, (в) учёт физически нелинейного деформирования материала буферов демпферов и амортизаторов расклинивания механизма поворота, передвижения, стреловых систем кранов в условиях сейсмического динамического нагружения. Очевидно, к нелинейным факторам расчётных моделей следует отнести односторонние связи стальных грузовых и вантовых канатов канатно-блочной системы кранов;

5) установление в конструктивно-технических системах металлоконструкции кранов их несущих расчётных элементов, участвующих как в перераспределении внутренних усилий, обусловленных действием расчётных сочетаний нагрузок, так и в изменении схемы передачи усилий при различных эксплуатационных состояниях подъёмных сооружений;

6) с точки зрения внешнего нагружения – аналогичные сочетания расчётных нагрузок, принимаемых согласно ГОСТ 28609-90 «Краны грузоподъемные. Основные положения расчета» и ГОСТ

32579 «Краны грузоподъемные. Принципы формирования расчетных нагрузок и комбинаций нагрузок» по исчерпанию несущей способности (1-я группа предельных состояний);

7) наконец справедливо важное предостережение, связанное с процедурой идеализации расчётного сочетания эксплуатационных и сейсмических нагрузок, действующих на кран в различных режимах его работы, поскольку, как предостерегают авторы[6], особенно много ошибок в процессе идеализации нагрузок совершается в части описания их поведения во времени, что приводит к недостоверной картине динамического поведения крановой системы. Именно в динамике наиболее ярко проявляется обратная связь между нагрузкой и крановым сооружением, когда его поведение меняет сам характер динамически приложенных нагрузок, в частности, отклонение груза на канатном подвесе от вертикали, отрыв ходовых колес стреловых, порталных, мостовых и башенных кранов от крановых рельсовых путей, раскрытие зазоров в опорно-поворотных устройств поворотных кранов и др.

Далее, при разработке РДМ кранов, следует учитывать, что решение сейсмических динамических задач на ЭВМ требует значительно больших затрат машинного времени, чем решение аналогичных по сложности конструкций задач статического расчёта. Поэтому практически всегда является существенной проблема выбора необходимого числа динамических степеней свободы. Выбор количества степеней свободы расчетно-динамической модели крана связан со степенью детализации модели крана и глубиной учета окружающей технической инфраструктуры [6]. На степень детализации расчетной РДМ оказывают влияние следующие факторы: геометрический характер реальной конструкции, способ соединения различных частей конструкции, тип опирания и вид нагружения и условия симметрии и косо́й симметрии.

При системном подходе подъемное сооружение является сложной комбинированной системой. Для стержневых систем (ГК, несущие металлоконструкции здания), которые уже состоят из отдельных элементов с дискретным сочленением между собой, перемещения, а, следовательно, деформации и усилия в каждом элементе выражаются через узловы́е перемещения при использовании теории стержневых систем. МКЭ, применяемый для расчета стержневых систем, приводит к получению дискретно-

континуальной модели, достаточно точно описывающей поведение исходной конструкции[5].

Дополнительное ограничение на РДМ вытекает из способа дискретизации континуальной модели – наличие смежных КЭ, жесткости которых значительно разнятся, что может привести к значительным ошибкам при решении систем алгебраических уравнений. По этой причине не рекомендуется наличие смежных КЭ с жесткостью, различающимися более чем в 100 раз – вычислительные трудности возникают из-за плохой обусловленности матрицы жесткости. В этом случае обусловленность определяется самой моделью конструкции и выбором переменных, используемых для определения ее деформации, а не системой прикладываемых к конструкции нагрузок.

Современное эффективное проведение динамического моделирования ГК возможно при соблюдении принципов теории систем [13]. Проектирование металлоконструкций ГК по теории систем осуществляется по дифференциальным порядкам (подсистемам) с целью оптимального удовлетворения ряду требований, определяемых их эксплуатацией по назначению. Разделение на подсистемы проводится с учетом порядка, по возможности, на иерархической основе, в модульном масштабе. Так, например, для кранового оборудования, работающего в зданиях и сооружениях, первоочередной подсистемой является промышленное здание, подкрановые рельсовые пути и др.

Строение иерархических порядков дает указание проектировщику к формированию идеологии расчета, в том числе по требованиям к точности динамических моделей. Внутри систем отдельных несущих конструкций (ГК, грузовые тележки и т.д.) также должен действовать иерархический порядок (главные балки, порталы, опоры и пр.), определенный функцией крановой конструкции.

Учет иерархии подсистем при формировании расчетной динамической модели конструкционной системы позволяет корректно отразить физическую действительность: физические и механические характеристики конструктивных способов и средств соединения отдельных подсистем в системе; распределение масс; характеристики жесткости и их топологические изменения в пространстве и во времени; граничные условия, определяемые характером наложенных связей в подвижных и неподвижных опорах;

процессы, происходящие в крановой конструкции и др.

Динамическая конструкционная расчетная модель ГК должна также рассматриваться с точки зрения математических методов и математического моделирования, а отдельные элементы конструкций кранов, исходя из цели и задач исследования, могут рассматриваться на основе аналогии твердого абсолютно жесткого тела. Так, например в задачах динамического нелинейного анализа, ветви канатных грузовых и стреловых полиспасов должны рассматриваться как элементы с односторонними связями [10].

В связи с этим одной из задач расчетного анализа подъемных сооружений является применение все более точных методов учета физической действительности для получения обоснованных результатов, что позволит обеспечить экономию материалов их несущих металлоконструкций до 8% и снизить их стоимость на 3-6% [6].

Необходимость учета нелинейных свойств несущих металлических конструкций ГК при обосновании их сейсмостойкости нашло отражение и в нормативных документах. В РТМ 108.020.37-81 «Оборудование атомных энергетических установок. Расчёт на прочность при сейсмическом воздействии» пре расчете методом динамического анализа регламентирует учитывать рассеяние энергии, а в необходимых случаях нелинейные характеристики системы.

ГОСТ 30546.1-98 «Общие требования к машинам, приборам и другим техническим изделиям и методы расчета их сложных конструкций в части сейсмостойкости» предлагает использовать нелинейную формулировку уравнений движения. При этом вектор реактивных сил от нелинейных связей представляет собой, действующие в направлении обобщенных координат системы сумма реакций дополнительных нелинейных связей системы: демпферов, амортизаторов, кусочно-линейных систем, т.е. упругих упоров с зазорами (включающихся связей), элементов сухого трения и другие.

В СП 14.13330.2018 [17], расчет на контрольное землетрясение в числе прочих задач, выполняет проверку способности конструкции к перераспределению внешнего сейсмического воздействия за счет формирования пластических шарниров и иных нелинейных эффектов. При этом в формуле уровня сейсмической нагрузки  $S_k^j$  для значения ускорения на уровне основания  $A$ , вводится множитель 0,7,

учитывающий нелинейное деформирование грунтов при сейсмических воздействиях при отсутствии данных сейсмического микрорайонирования. Учет нелинейного характера зависимости между величиной внешнего воздействия и деформациями (перемещениями) конструкций, согласно [17], может выполняться как путем прямого задания диаграммы деформирования, так и с применением различных способов линеаризации.

В ГОСТ 34589-2019 «Краны грузоподъемные. Краны мостовые и козловые. Общие технические требования» указана опасность схода мостовых кранов с кранового рельсового пути в результате сейсмического воздействия и рекомендуются меры по его предотвращению.

Традиционными и наиболее изученными нелинейными эффектами, возникающими в несущих конструкциях сооружений, являются отклонение от законов Гука (физическая нелинейность) и учет нарушения условий равновесия при деформировании конструктивных элементов (геометрическая нелинейность). Наиболее широко оба типа нелинейностей используются в строительстве при проектировании зданий и сооружений.

Актуальной является разработка моделей упругого и неупругого нелинейных отклика подъемных сооружений, учитывающих образование фрикционных пар сухого трения при скольжении ходовых колес кранов и их тележек по рельсовым путям и работу включающихся связей при закрытии зазоров между рельсами и ребордами ходовых колес и поверхностями качения направляющих роликов устройств противосейсмической защиты. Фрикционные пары и включающиеся связи приведут к уменьшению горизонтальной нагрузки по сравнению с предположением жесткоупругой горизонтальной связи крана. Следует также использовать известный опыт учета сухого трения в стыках стоек и ригелей железобетонных конструкций зданий, в которых расположен ГК.

Для расчета несущих металлических конструкций ГК в инженерной практике принята методика расчета по предельным состояниям и по допускаемым напряжениям, при достижении которых в конструкции возникает напряженное состояние, ведущее к возникновению нового процесса, например, к развитию пластической деформации или образованию трещин. Принимаемые в расчете запасы прочности в какой-то степени позволяют избежать переход

несущих конструкций кранов в область нелинейного деформирования при соблюдении условий нормальных условий эксплуатации. В отличие от строительных конструкций зданий, где возникновение пластических шарниров и потеря несущей способности отдельных конструктивных элементов не всегда ведет к полной потере эксплуатационных свойств сооружения, ГК не только теряют возможность выполнения перегрузочных операций, но и представляют опасность с точки зрения падения с уровня установки или потери общей устойчивости.

В отличии от нагрузок нормальных условий эксплуатации, сейсмическое воздействие непредсказуемо. Причем непредсказуемость складывается из уровня интенсивности, длительности, частотного состава воздействия, направления его прихода. В этом случае задачи расчета несущих конструкций, ориентированные на получение расчетного поведения крана на всех этапах его работы, предшествующих этап, где на реакцию крана начинают оказывать нелинейные эффекты различной природы, не могут быть решены линейными методами расчетного анализа.

Следует учитывать, что физическая нелинейность в современных программных комплексах рассматривается как линейная отличающаяся тем, что функция нелинейной зависимости между напряжениями и деформациями заменена кусочно-линейной аппроксимацией [8]. Для ГК, их работа в области пластических деформаций не допускается и не рассматривается. Анализ сейсмостойкости ГК ведется до наступления пластических деформаций в несущих металлоконструкциях.

Существенной неопределенностью при разработке конечно-элементных РДМ кранов, находящихся в эксплуатации, с целью сейсмических расчётов является учёт повреждений и дефектов, накопленных за их жизненный цикл, идентифицированных в результате технического диагностирования их механизмов и металлоконструкций.

Изменение свойств материала несущих конструкций и механизмов по сравнению с проектным состоянием можно отнести к особому виду нелинейных эффектов – генетическую нелинейность, в некоторых работах рассматриваемых как вариант конструктивной нелинейности[11].

Если начальные несовершенства в виде коррозионных

повреждений и остаточных изгибных деформаций элементов металлоконструкции крана могут быть учтены деформационным расчётом либо путем введения в вектор нагрузок дополнительных эквивалентных усилий, то моделирование многочисленных шарнирных соединений шарнирно-сочлененной стреловой системы, опорно-поворотного устройства, флюгеров ходовых тележек порталных, башенных и козловых кранов представляют значительные трудности при моделировании. Оценить их фактическую податливость удается весьма редко, да и сама эта оценка может быть практически проведена лишь в эксперименте. Надёжных расчётных методов для получения таких оценок в настоящее время почти не существует. Поэтому инженеры вынуждены задаваться значениями податливостей узловых соединений, ориентируясь на результаты экспериментальных исследований «похожих» конструкций.

Имеется очередная устойчивая неопределенность принимать те или иные конструктивные решения шарнирными или жесткими, и она себя в значительной мере оправдывает при сейсмическом расчётном анализе, когда в руках проектировщика имеются средства для реализации принятого в расчётной схеме решения. Однако рассмотрение генетической нелинейности скорее относится к области оценки риска.

Второй из указанных нелинейных эффектов – геометрическая нелинейность – имеет большее значение при расчетном анализе ГК. Прежде всего, следует отметить, что учет геометрической нелинейности несущих конструкций осуществляется в упругой стадии их работы. Эффекты геометрической нелинейности свойственны прежде всего стержневым конструкциям – стреловым и башенным кранам. Необходимость учета геометрической нелинейности конструктивных элементов обусловлена возможностью ее перехода в физическую нелинейность или потерю местной устойчивости. Матрицы жесткости стержневых КЭ, учитывающие геометрическую нелинейность приведены в [6].

Следующий и еще мало изученный вид нелинейного поведения несущих конструкций ГК продолжает идею изменения свойств конструкции в целом при деформировании – учет больших перемещений конструкции в области упругой деформации. Эффект больших перемещений присущ гибким пространственным

конструкциям кранов, таким как стреловые и башенные краны. Этот вид нелинейного поведения особенно проявляется при проведении динамических расчетов конструкций.

Еще одной причиной поиска методов решения уравнений движения ГК с учетом больших перемещений является особенность их конструкции. Так, например, для стреловых кранов перемещения нока стрелы складываются не только от собственных деформаций конструктивных элементов, непосредственно примыкающих к ноку, но и последовательно суммируется с деформациями элементов от башни или корня стрелы [14]. В то время как согласно МКЭ матрицы, входящие в систему дифференциальных уравнений движения крана, формируются исходя из не деформированного в целом состояния конструкции.

На заре развития этой области вычислительной механики, да нередко и по сей день, использовались различные методы представления упругих тел набором твёрдотельных элементов [9]. При этом инерционные и упругие свойства деформируемого тела распределяются между элементами-телами и введенными между ними шарнирами с упруго-диссипативными связями. Данный подход позволяет использовать широкий спектр имеющихся методов и алгоритмов моделирования систем абсолютно твёрдых тел с целью исследования динамики деформируемых систем. В последние десятилетия многие усилия исследователей направлены на решение задач, совмещающих произвольное пространственное движение упругих конструкций и их большие относительные деформации, а также соединение абсолютно твёрдых и упругих тел в единые расчётные схемы [9]. Одним из первых методов, позволившим проводить анализ пространственного поведения конструкций с учетом больших пространственных перемещений являлся метод конечных сегментов или твёрдотельных элементов. Некоторые подходы к учету больших перемещений при расчетном анализе ГК изложены в [6].

Приведенный перечень нелинейных эффектов, возникающих при эксплуатации ГК является далеко не полным. Даже если на этапе проектирования удастся выполнить несущие металлоконструкции крана так, что указанных нелинейных эффектов удастся избежать на стадии эксплуатации, в конструктивном устройстве присутствуют множество элементов, имеющих характер конструктивной нелинейности. Конструктивная система крана, свободно опертая на

крановый рельсовый путь, препятствует перемещению в сторону рельса, но не препятствует отрыву (включающиеся связи), смещению вдоль рельса (элементы сухого трения) или смещению в зазоре реборды ходового колеса и рельса (зазор-ограничитель); гибкие нити – канаты, которые не препятствуют «подбрасыванию» рабочего груза (элементы с односторонней связью). Подобные нелинейные элементы срабатывают и при расчете в линейной постановке, но создают резкое изменение расчетной ситуации, вплоть до возникновения ударных нагрузок.

Из-за продолжающегося усложнения технических систем кранов и использования компьютерного моделирования в каждой стадии их проектирования, инструментальные средства моделирования должны располагать возможностью представлять техническую систему крана с учётом различных факторов физической реальности, а также выполнять требования различных этапов проектирования в части вычислительной эффективности и точности, и, кроме того, включить возможности, которые ранее были присущи только специализированным программным комплексам [9]. Таким образом, умение правильно составить аппроксимирующую расчетную модель металлоконструкции крана представляет собой в некоторой мере искусство, основанное как на опыте, так и интуиции. Качественной проверкой идентификации должен служить анализ динамического поведения системы в условиях эксплуатации и его сравнения с результатами математического анализа данной расчетной модели [16].

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Panasenko N., Sinelschikov A., Rabey V. The Calculated Justification of Seismic Stability of Load-Lifting Cranes // WSEAS Transactions on Applied and Theoretical Mechanics, ISSN / E-ISSN: 1991-8747 / 2224-3429, Volume 9, 2014, Art. #10, pp.104-123
2. Panasenko N.N., Sinelschikov A.V. (2020) Dynamic Analysis of Lifting Cranes. In: Radionov A., Kravchenko O., Guzeev V., Rozhdestvenskiy Y. (eds) Proceedings of the 5th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2019). ICIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham, 2020, pp 801-818. DOI: 10.1007/978-3-030-22041-9\_86.
3. Panasenko N.N., Sinelschikov A.V. Basic Principles of Thin-Walled Open Bars Taking into Account Where Influence Shifts of Cross Sections are Concerned. В 2 частях. Ч. 1 // International Conference on Construction, Architecture and Technosphere Safety (ICCATS 2017) 21–22 September 2017, Chelyabinsk, Russian Federation. - 2017 IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 262 012043 (<http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/262/1/012043>). Stiffness Matrix of Thin-Walled Open Bar Subject to Bending, Bending Torsion and Shift of Cross Section Middle Surface. В 2 частях. Ч. 2 // International Conference on Construction, Architecture and Technosphere Safety (ICCATS 2017) 21–22 September 2017, Chelyabinsk, Russian Federa-

- tion. - 2017 IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 262 012044. (<http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/262/1/012044>).
4. Белкин А.Е. Расчёт пластин методом конечных элементов: учеб. Пособие / А.Е. Белкин, С.С. Гаврюшин.- М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. - 232 с.
  5. Панасенко Н.Н. Действительная работа мостовых кранов, встроенных в промышленное здание с учётом волновых свойств сейсмического воздействия / Н.Н. Панасенко, А.В. Синельщиков // Сб. статей: «Современные проблемы геофизики, геологии, освоения, переработки и использования углеводородного сырья»: Материалы I междунар. научно-техн. конф., посвящ. 20-летию образования Атыраутского института нефти и газа. В 2-х т. Т. 1. Атырау: Изд-во АИНГ, 2000. С. 117-127.
  6. Панасенко Н.Н., Синельщиков А.В. Конечно-элементный анализ и проектирование подъёмных сооружений в сейсмостойком исполнении: монография / под редакцией проф. докт. техн. наук Н.Н. Панасенко. – М.: Издательство АСВ, 2020. – 760 с.
  7. Пансенко Н.Н., Синельщиков А.В. Конечно-элементный анализ и проектирование подъёмных сооружений в сейсмическом исполнении // Кулагинские чтения: техника и технологии производственных процессов: материалы XXI Международной научно-практической конференции : [в 3 ч.] / Забайкальский государственный университет. – Чита: ЗабГУ, 2022. – Ч. 1. – 182-193(227) с. – (ISSN 2542-0054).
  8. Перельмутер А.В. Расчётные модели сооружений и возможность их анализа / А.В. Перельмутер, В.И. Сливкер. М.: ДМК Пресс, 2007. – 600 с.
  9. Синельщиков А. В. Большие перемещения в задачах расчётного анализа грузоподъёмных кранов // Вестник АГТУ. – Астрахань: Изд-во АГТУ, 2007. № 2 (37). – С. 10 – 16.
  10. Синельщиков А. В. Нелинейный динамический анализ ударного взаимодействия порталных кранов с тупиковыми упорами / А.В. Синельщиков, Н.Ю. Жиликова // Подъёмно-транспортные машины – на рубеже веков. Программа и тезисы докл. юбил. научно-технич. конф. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999. – С. 144.
  11. Синельщиков А. В. Численные методы нелинейного динамического анализа грузоподъёмных кранов. Известия ТулГУ. Сер. Подъёмно- транспортные машины и оборудование. Вып. 4. - Тула: Изд-во ТулГУ. -2003.- С. 77-84.
  12. Синельщиков А.В. Дискретные методы динамического анализа грузоподъёмных кранов / А.В. Синельщиков, М.Н. Хальфин // Известия высших учебных заведений, Северо-Кавказский регион. Технические науки. 2007. № 3. С. 34-38.
  13. Синельщиков А.В. Обеспечение сейсмической безопасности грузоподъёмных кранов на основе системного подхода // Подъёмно-транспортное дело. 2015. № 1 (79). – С. 2-6.
  14. Синельщиков А.В. Устойчивость от опрокидывания башенных кранов в сейсмических зонах / А.В. Синельщиков, Н.Н. Панасенко, В.Н. Веселов // В сб. статей: «Новые технологии управления движением технических объектов»: Материалы 3-й Междунар. научно-технич. конф. / Ростов-на-Дону: Изд-во СКНЦ ВШ, 2000. С. 99-102.
  15. Синельщиков А.В., Панасенко Н.Н. Сравнительный анализ динамических характеристик пластинчатой и стержневой расчетно-динамической модели // Перспективы развития строительного комплекса. 2018. № 12. С. 172-181.
  16. Синицын А.П. Практические методы расчета сооружений на сейсмические нагрузки. – М.: Стройиздат, 1967. – 234 с.
  17. СП 14.13330.2018. Актуализированная редакция СНиП II-7-81\*. Строительство в сейсмических районах. - М.: ФГУП Стандартинформ, 2018. – 122 с.

*Материал поступил  
в редколлегию 20.05.22.*

УДК 621.873:624.042.7

## **ВЫПОЛНЕНИЕ НОРМАТИВНЫХ ТРЕБОВАНИЙ ПРИ РАСЧЕТНОМ ОБОСНОВАНИИ СЕЙСМОСТОЙКОСТИ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ КРАНОВ**

Синельщиков А.В., кандидат технических наук, доцент,  
Астраханский государственный  
архитектурно-строительный университет  
Панасенко Н.Н., доктор технических наук, профессор,  
Астраханский государственный технический университет  
Laex@bk.ru

В работе проведен анализ и сравнение требований действующих нормативно-технических документов по расчетным методам обоснования эксплуатационных характеристик грузоподъемных кранов общепромышленного назначения, в том числе с учетом требований их сейсмостойкости.

Базовым нормативным документом, определяющим требования к деятельности в области промышленной безопасности на опасных производственных объектах (ОПО), на которых используются стационарно установленные грузоподъемные механизмы, подъемные сооружения, являются ФНП «Правила безопасности опасных производственных объектов, на которых используются подъемные сооружения»[29]. Основной принцип, заложенный в ФНП, заключается в предотвращении и/или минимизации последствий аварий, инцидентов на ОПО, источником которых могут являться грузоподъемные краны на всех стадиях жизненного цикла – ремонта, реконструкции, модернизации и утилизации (ликвидации). Выполнение требований заключается в соблюдении условий эксплуатации, соответствующих паспортным характеристикам подъемного сооружения (пункт 9 ФНП), а со стороны завода изготовителя (и проектировщика) обеспечение соответствия заявленных в паспорте подъемного сооружения характеристик их фактической реализации. Для подтверждения такого соответствия ФНП содержит требования об обязательном расчетном подтверждении сейсмостойкости для подъемных сооружений, предназначенных для эксплуатации в сейсмически активных районах. Нормативным документом, определяющим базовые требования к сейсмостойкости инженерных сооружений, является СП 14.13330.2018

«Строительство в сейсмических районах. Актуализированная редакция СНиП II-7-81» [17].

Несмотря на постоянное совершенствование нормативной базы, посвященной расчетным методам обоснования эксплуатационных характеристик грузоподъемных кранов, ряд все еще действующих нормативных документов прошлых лет представляют определенный интерес, так как содержат конкретные рекомендации по проектированию грузоподъемных кранов. Среди указанных документов следует отметить серию нормативных документов РТМ 24.090.

РТМ 24.090.26-77 «Краны грузоподъемные. Основные положения расчета» [24] распространяется на грузоподъемные краны всех типов и предлагает проектировщику проводить расчет кранов по трем предельным состояниям, в том числе при достаточном количестве статистических данных – с использованием вероятностных методов расчета. РТМ 24.090.26-77 предлагает самостоятельно сформировать и обосновать перечень факторов и показателей, которые необходимо учитывать при расчете – исходя из ответственности крана, вероятности превышения веса груза нормативного значения, отклонения нормативных характеристик материалов по механическим и геометрическим параметрам, наличие конструктивных несовершенств, допущенных при изготовлении и монтаже, а также учесть несовершенство используемых в то время расчетных методов и расчетных моделей. Ряд факторов, обязательно учитываемых при расчете, устанавливается отдельными РТМ серии 12.090, например, РТМ 24.090.27-77 устанавливает перечень и сочетание расчетных нагрузок на грузоподъемный кран, а также РТМ, ориентированными на тип крана, например, РТМ 24.090.30-77 определяет нормы расчета и проектирования мостовых кранов, РТМ 24.090.53-79 – расчетные методы обоснования выносливости стальных конструкций грузоподъемных кранов.

В отличие от [24], ГОСТ 28609-90. «Краны грузоподъемные. Основные положения расчета» [3] при схожести методологического подхода, распространяется только на краны мостового типа и консольные краны и устанавливают рекомендуемые основные положения расчета с целью обеспечения надежности при установке, монтаже и эксплуатации кранов. Согласно [3], метод получения расчетных усилий и напряжений в несущих элементах крана должен

учитывать изменчивость действующих нагрузок и деградацию геометрических и механических свойств материала за срок службы крана. При этом не накладывается жестких требований на сам метод, однако, расчетный анализ должен проводиться с использованием утвержденной нормативно-технической документации или с использованием обоснованных инженерных методик.

Для грузоподъемных кранов с различной ответственностью, [3] впервые вводит понятие классов ответственности кранов – особо высокой ответственности (класс 1), высокой ответственности (класс 2) и нормальной ответственности (класс 3). Учет ответственности при расчетном обосновании, в рамках выбранного метода получения расчетных усилий и напряжений, предлагается учитывать изменением расчетных значений нагрузок с использованием коэффициента надежности по назначению. В обоснованных случаях, при расчете по [3] допускает возможность учета упругопластических свойств материала, потерю устойчивости конструктивных элементов и эффекты малоциклового усталости.

Применительно к расчетным нагрузкам ГОСТ 28609-90 предъявляет более расширенные требования, разделяя их на две группы: систематические и случайные, соответствующие установившимся режимам работ крана (преимущественно постоянно или периодически действующие нагрузки, величина которых меняется незначительно и/или не превышает паспортные характеристики крана); и исключительные и прочие – качественно (не количественно) определенные нагрузки, обусловленные нештатными или аварийными ситуациями при эксплуатации крана - ветровые нагрузки в нерабочем состоянии, испытательные нагрузки, динамические нагрузки, вызванные соударением буферов; нагрузки, вызванные внезапным отключением электропитания крана и поломками элементов механизмов, а также сейсмические нагрузки.

Несмотря на заявленные цели нормативных требований как [24], так и [3] – сохранение несущей способности крана и его элементов, а также надежности при заданных эксплуатационных характеристиках в течение установленного срока службы, остаются открытыми вопросы выбора метода получения расчетных усилий и напряжений в несущих элементах металлоконструкции крана. Различные методы обладают с одной стороны различной точностью при получении расчетных усилий и напряжений, а с другой стороны имеют

ограничения по учету различных типов внешних воздействий. Например, при соударении буферов кранов существует не только этап удара при столкновении, но и этап последующей динамической реакции крана совместно с грузом, что не может быть учтено при использовании статических методов расчета. Кроме этого, ГОСТ 28609-90 не предъявляет никаких требований к расчетной модели грузоподъемного крана, оставляя выбор расчетной модели на усмотрение проектировщика исходя из расчетных ситуаций и условий нагружения кранов и их элементов. В целом [3, 24] определяют нормативные требования к проектированию грузоподъемных кранов соответствующие уровню расчетного обоснования проектных решений своего времени и связаны с нормативным закреплением в практике расчета грузоподъемных кранов метода предельных состояний.

Документом, обобщающим инженерные методы проектирования грузоподъемных кранов, стал СТО 24.09-5821-01-93 «Краны грузоподъемные промышленного назначения. Нормы и методы расчета элементов стальных конструкций» [28]. Стандарт регламентирует нормы и методы расчета элементов стальных конструкций грузоподъемных кранов промышленного назначения в упругой стадии их работы, а элементов, испытывающих изгиб и сжатие – в области устойчивого равновесия. Как [28], так и пособие к нему [17], актуализируется до настоящего времени. СТО 24.09-5821-01-93 не содержит рекомендаций по формированию расчетных схем и моделей грузоподъемных кранов, требований к методу получения параметров напряженно-деформированного состояния крана, а также перечню и сочетанию внешних нагрузок различной природы. Положения указанного СТО регламентируют этап расчетного обоснования грузоподъемных кранов с момента, когда внутренние усилия в несущих стальных конструкциях уже известны, и до этапа принятия проектных решений по соответствию конструкции требованиям прочности, устойчивости и т.д.

Разнообразие типов грузоподъемных кранов и их особенности конструктивного устройства и эксплуатационного нагружения повлекло за собой появление достаточно большого количества нормативных документов уточняющие требования к расчету кранов в зависимости от их типа. Так, например, башенные и стреловые краны, являющиеся достаточно гибкими по конструктивному

устройству, при проектировании должны дополнительно проверяться на местную и общую устойчивость, а также рассчитываться на специфические для типа крана сочетания нагрузок [8, 20, 22].

Наиболее систематизированная информация по определению перечня внешних нагрузок различной природы и их расчетных сочетаний содержится в нормативных документах серии ГОСТ 32579 «Краны грузоподъемные. Принципы формирования расчетных нагрузок и комбинаций нагрузок» [4-5]. Общие принципы формирования модели внешнего нагружения грузоподъемных кранов изложены в части 1 (общие положения) [4]. В последующих частях модель нагружения дополняется и уточняется за счет специфических для каждого типа крана вариантов нагружения.

С учетом серии ГОСТ 32579 также актуализирован СТО 24.09-5821-01-93 [28] в виде ГОСТ 33169-2014. «Краны грузоподъемные. Металлические конструкции. Подтверждение несущей способности» [6].

В части сейсмических нагрузок на грузоподъемные краны ГОСТ 32579.1-2013 «Краны грузоподъемные. Принципы формирования расчетных нагрузок и комбинаций нагрузок. Часть 1. Общие положения» [4] относит их в категорию нагрузок от колебаний основания крана в составе расчетной комбинации С8 с учетом полной массы крана и массы поднимаемого груза с коэффициентом запаса для метода допускаемых напряжений  $\gamma_f=1,22$ . Необходимость учета сейсмических нагрузок, а также их комбинирование с массой груза, согласно [4], должно определяться другими нормативными документами и техническим заданием на проектирование крана. Математическая модель сейсмического воздействия и требования к методам расчета на сейсмостойкости в [4] не приводятся.

В развитие ГОСТ 32579.1-2013 [4] и на его основе в ГОСТ 34589-2019 «Краны грузоподъемные. Краны мостовые и козловые. Общие технические требования» [7] указывается на опасность схода колес крана в результате сейсмического воздействия. Если ходовое колесо может приподняться на высоту, превышающую 70% высоты реборды колеса или направляющего ролика, должны быть предусмотрены средства для предотвращения схода колеса с рельса. Для этого могут быть использованы боковые направляющие или упоры.

При расчете на сейсмостойкость в СП 14.13330 [17] определено

два уровня сейсмического воздействия – расчетное (РЗ) и контрольное землетрясение (КЗ).

Целью расчетов на воздействие РЗ является определение (принятие) проектных решений, позволяющих предотвратить частичную или полную потерю эксплуатационных свойств сооружением. Расчетные модели сооружений принимаются соответствующими упругой области деформирования, хотя это требование продолжает оставаться дискуссионным [2, 9, 25, 26]. Для простых инженерных сооружений (требования к простоте сооружения приводятся в СП 14.13330) расчеты зданий и сооружений допускается вести с использованием консольной модели сооружения с использованием линейно-спектрального метода (ЛСМ), а в качестве СВ использовать СКД  $\beta(t)$ , приведенный в СП 14.13330. При этом значения расчетных характеристик определяются среднеквадратичным суммированием или, для близко расположенных частот, среднеквадратичным суммированием с учетом взаимной корреляции форм колебаний с частотами, отличающихся менее чем на 10%.

На действие КЗ рассчитываются законструированные по результатам РЗ сечения и элементы здания, сооружения. Целью расчетов на КЗ является оценка общей устойчивости, неизменяемости, однородности конструкций сооружения, допустимость уровня ускорений, перемещений, скоростей в элементах здания, сооружения, способность конструкций здания к перераспределению внешнего сейсмического воздействия за счет формирования пластических шарниров и иных нелинейных эффектов.

КЗ определяется как землетрясение, которое может произойти один раз за  $10^4$  лет, РЗ – 1÷2 раза в течении срока службы кранового сооружения (по [23] – 1 раз в 100 лет). КЗ и РЗ характеризуются сейсмичностью промышленной площадки в баллах по шкале MSK-64 [10].

В нормах [17] нормативная интенсивность СВ в баллах (фоновая сейсмичность) для района строительства принимается на основе комплекта карт ОСР-2015 [11]. Указанный комплект карт предусматривает осуществление антисейсмических мероприятий при строительстве объектов и отражает 10% (карта А ОСР-2015), 5% (карта В ОСР-2015), 1% (карта С ОСР-2015) вероятности возможного

превышения (или 90, 95 и 99% вероятности непревышения) в течение 50 лет указанных на картах значений сейсмической интенсивности. Указанным значениям вероятностей соответствуют следующие средние интервалы времени между землетрясениями расчетной интенсивности: 500 лет (карта А ОСР-2015), 1000 лет (карта В ОСР-2015), 5000 лет (карта С ОСР-2015). Список населенных пунктов Российской Федерации, расположенных в сейсмических районах, с указанием расчетной сейсмической интенсивности в баллах шкалы MSK-64 для средних грунтовых условий и трех степеней сейсмической опасности - А (10%), В (5%), С (1%) в течение 50 лет приведен в [11].

Указанная на картах сейсмическая интенсивность относится к участкам со средними по сейсмическим свойствам грунтам (II категории [17]). Комплект карт ОСР-2015 (А, В, С позволяет оценивать на трех уровнях степень сейсмической опасности и предусматривает существование антисейсмических мероприятий при строительстве и эксплуатации объектов трех категорий, учитывающих ответственность сооружений [14, 23, 17]:

- карта А – массовое строительство (обычное землетрясение (ОЗ));
- карты В – объекты повышенной ответственности;
- карта С – особо ответственные, уникальные объекты, объекты жизнеобеспечения населенных пунктов, объекты использования атомной энергии (ОИАЭ) [15].

При определении интенсивности СВ также учитываются грунтовые условия строительной площадки [17].

Грузоподъемные краны в сейсмостойком исполнении, как подсистемы сложных технологических систем, также проектируются с учётом возможных СВ трёх сейсмических уровней [16, 23]: КЗ (максимальное расчетное землетрясение), РЗ (проектное землетрясение) и обычного землетрясения (ОЗ).

ОЗ определяется [17] и характеризуется среднеквадратичным уровнем смещения (скорости, ускорения) земной поверхности при землетрясении района промышленной площадки максимальной балльности по шкале MSK-64. Для крановых сооружений, с учётом ответственности технологических процессов ядерных технологий, сейсмические нагрузки нормируются с учетом коэффициента  $K_0$  [17], учитывающего назначение сооружения и его ответственность. Следует учитывать, что в настоящее время при расчёте на ОЗ

крановые сооружения разделяются по периодам колебаний, декрементам и сейсмологическим условиям в любом регионе [2, 16].

Для зданий простой геометрической формы и размещённых в них подъёмных сооружений расчётные сейсмические нагрузки, согласно СП 14.13330 [17], принимаются действующими горизонтально в направлении их продольной и поперечной осей. Действие сейсмических нагрузок в указанных направлениях допускается учитывать отдельно. При расчёте подъёмных сооружений сложной геометрической формы следует учитывать наиболее опасные для данной конструкции или её элементов направления действия сейсмических нагрузок.

Вертикальную сейсмическую нагрузку необходимо учитывать при расчёте:

- а) горизонтальных и наклонных консольных (стреловых) и балочных конструкций кранов;
- б) пролётных строений кранов мостового типа;
- в) рам, ферм, пространственных стержневых систем подъёмных сооружений пролётом 24 метра и более и высотных сооружений башенных и порталных кранов;
- г) подъёмных сооружений на устойчивость против опрокидывания или против скольжения.

При расчёте кранов проектировщику обычно выдаются акселерограммы и спектры ответа, соответствующие КЗ, РЗ или ОЗ для нулевых или высотных отметок установки кранового оборудования. Кроме того, подходящие оцифровки реальных акселерограмм и ССО можно найти в [12, 18, 19] или воспользоваться нормативными синтезированными моделями СВ [13, 21, 17]. Однако во всех указанных работах отсутствуют положения, позволяющие выбирать и синтезировать модели СВ наиболее опасного для конкретного конструктивного устройства и типа сооружения.

Для грузоподъемных кранов, эксплуатирующихся в сейсмоопасных районах, с сейсмичностью 7 баллов и выше, расчет на РЗ осуществляется с использованием линейно-спектрального метода [17], с допущением повреждений несущих конструкций и повреждением несущих конструкций, не приводящим к их разрушению и обрушению сооружения или его частей, допускающим ремонт и восстановление сооружения, а уровень сейсмической нагрузки определяется для всех шести степеней свободы (три

линейных и три вращательных) по формуле [17]:

$$S_{ik}^j = K_0 K_1 m_k^j A \beta_i K_\psi n_{ik}^j, \quad (1)$$

где  $S_{ik}^j$  – расчетная сейсмическая нагрузка по направлению обобщенной координаты с номером  $j$ , приложенная к узловой точке  $k$  расчетно-динамической модели (РДМ) и соответствующая  $i$ -й форме собственных колебаний зданий или сооружений;  $K_0$  – коэффициент, учитывающий назначение сооружения и его ответственность;  $K_1$  – коэффициент, учитывающий допускаемые повреждения зданий и сооружений.

Для грузоподъемных кранов при выполнении расчета деформаций конструкций при сейсмическом воздействии в частотной области коэффициент принимается  $K_1=1$ ;  $m_k^j$  – масса или момент инерции соответствующей массы, отнесенной к точке  $k$  по обобщенной координате  $j$ , определяемые с учетом расчетных нагрузок на конструкции;  $A$  – значение ускорения в уровне основания, принимаемое равным 1,0; 2,0; 4,0 м/с<sup>2</sup> для расчетной сейсмичности 7, 8, 9 баллов соответственно. При сейсмичности площадки 8 баллов и более, повышенной только в связи с наличием грунтов категорий III и IV, к значению  $S_{ik}^j$  вводится множитель 0,7, учитывающий нелинейное деформирование грунтов при сейсмических воздействиях при отсутствии данных сейсмического микрорайонирования;  $\beta_i$  – коэффициент динамичности, соответствующий  $i$ -й форме собственных колебаний зданий или сооружений, принимаемый по графику СКД в зависимости от категории грунтов. Во всех случаях значения  $\beta_i$  должны приниматься не менее 0,8;  $K_\psi$  – коэффициент, учитывающий способность зданий и сооружений к рассеиванию энергии. Для грузоподъемных кранов, для горизонтальной сейсмической нагрузки  $K_\psi=1$ , для вертикальной сейсмической нагрузки  $K_\psi=0.75$ ;  $n_{ik}^j$  – коэффициент, зависящий от формы деформации здания или сооружения при его собственных колебаниях по  $i$ -й форме, от узловой точки приложения рассчитываемой нагрузки и направления сейсмического воздействия, по сути, являющийся условным коэффициентом влияния формы на результирующий сейсмический отклик здания или сооружения;  $\rho_i$  – коэффициент определяемый из соотношений периодов колебаний  $i$ -й и  $i+1$  собственной формы

$$\begin{aligned} \rho_i &= 2 \text{ при } T_{i+1}/T_i \geq 0.9, \\ \rho_i &= 0 \text{ при } T_{i+1}/T_i < 0.9. \end{aligned}$$

Расчетная часть обоснования сейсмостойкости заканчивается вычислением критериальных значений (внутренних усилий, напряжений, перемещений) среднеквадратическим суммированием значений, полученных по каждой учитываемой собственной форме колебаний (в том числе с возможностью учета 10% отличия периодов соседних собственных форм колебаний). Итоговый знак критериального значения назначается по знакам значений соответствующих факторов для форм с максимальными модальными массами.

СВ при расчете на КЗ может формироваться тремя способами:

1. Эмпирическим методом, использующим записи сильных движений от землетрясений на площадке максимального расчетного уровня, наиболее полно удовлетворяющей реальной площадке.

2. Теоретический метод, использующий сейсмологические методы моделирования очага землетрясения и модели распространения сейсмической волны в грунте от очага до поверхности земли.

3. Синтезирование расчетных акселерограмм с заданными оценками параметров движений грунта при расчетных воздействиях или по заданному ССО или спектральной плотности, продолжительности и огибающей, зависящей от времени.

Согласно [17], искусственные акселерограммы, с минимальной продолжительностью установившейся части  $T_5=10$ с, должны быть созданы таким образом, чтобы соответствовать форме упругого спектра отклика максимальных ускорений для соответствующих категорий грунта по сейсмическим свойствам для вязкого затухания 5% критического ( $\xi=5\%$ ).

Несмотря на существенные изменения в предлагаемых в [17] прикладных методах обоснования сейсмостойкости инженерных сооружений (по сравнению с СП 14.13330.2014) многие положения продолжают подвергаться критике – в части используемых расчетных методов, модели сейсмического воздействия, а также отсутствия учета особенностей конструктивного устройства и используемых материалах для сооружений отличных от строительных конструкций зданий. Среди дискуссионных положений необходимо отметить следующие.

1. Подбор и уточнения коэффициентов, входящих в (1), имеющих цель наиболее точно учесть воздействие землетрясения на кран и свойства самого грузоподъемного крана в целом, на последнем этапе сильно искажается. Второстепенные собственные формы колебаний

усиливают форму с максимальными модальными массами и не учитывают тот факт, что преобладающая форма (по модальной массе) может ослабляться второстепенными формами. Расчетная сейсмическая реакция РДМ крана получается сильно завышена на 30-40% [25], что приводит к удорожанию крана.

2. В (1) при определении сейсмической нагрузки  $s'_{ik}$  используется масса или момент инерции соответствующей массы  $m_k^i$ , отнесенной к точке  $k$  по обобщенной координате  $j$ , что означает использование диагональной матрице масс сооружения и справедливо для простых (в терминологии СП) сооружений. Современный уровень расчетных методов анализа (как и современные программные комплексы) используется дискретно-континуальные РДМ, а это означает наличие не диагональных членов матрицы масс. Вопрос корректного вычисления величины  $m_k^i$  для дискретно-континуальных РДМ в СП не раскрывается.

3. Коэффициент, зависящий от формы деформации крана при его собственных колебаниях по  $i$ -й форме, от узловой точки приложения рассчитываемой нагрузки и направления СВ, в СП предлагается вычислять исходя их предположения, что СВ является равномерным поступательным. Определение равномерного поступательного СВ в СП не раскрывается.

4. Усилия в несущих металлических конструкциях грузоподъемных кранов, проектируемых для строительства в сейсмических районах, а также в их элементах определяются с учетом высших форм их собственных колебаний. Минимальное число форм собственных колебаний, учитываемых в расчете, СП рекомендует назначать так, чтобы сумма эффективных модальных масс, учтенных в расчете, составляла не менее 90% общей массы системы, возбуждаемой по направлению действия сейсмического воздействия для горизонтальных воздействий и не менее 75% - для вертикального воздействия. Должны быть учтены все формы собственных колебаний, эффективная модальная масса которых превышает 5%.

Для сложных систем с неравномерным распределением жесткостей и масс СП указывает на необходимость учета остаточного члена от отброшенных форм колебаний. Способы учета остаточного члена от отброшенных форм колебаний все еще остается предметом исследований [30], однако все еще остаются упрощенными. Например, отсутствуют исследования влияния эффектов деформации сдвига и

вращательного изгиба на высшие формы колебаний РДМ на величину остаточного члена, что происходит у тонкостенных балок (двутавры, швеллеры) и балок, подверженных высокочастотным возбуждениям, когда длина волны сопоставима с высотой балки. Физически учет дополнительных механизмов деформации снижает жесткость балки и результатом является больший прогиб под статической нагрузкой и более низкие прогнозируемые собственные частоты.

С накоплением практического инженерного опыта дискуссионные положения 1-3 могут быть уточнены и раскрыты в последующих изменениях и актуализациях СП. Однако дискуссионное положение 4 имеет более принципиальный характер.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абрамович И.И. Краны повышенной надёжности для обслуживания атомных электростанций / И.И. Абрамович, Н.Н. Панасенко // Подъемно-транспортное оборудование. Обзор. информ. /ДНИИТЭИТЯЖМАШ. М., 1984. Вып. 2. – 45 с.
2. Ветюков Ю.М. Моделирование каркасов зданий как пространственных стержневых систем с геометрической и физической нелинейностью / Ю.М. Ветюков, В.В. Елисеев // Вычислительная механика сплошных сред. Т. 3, № 3. – Пермь: Издательство УрО РАН, 2010 – С. 32-45.
3. ГОСТ 28609-90. Краны грузоподъемные. Основные положения расчета (с Поправкой) / Официальное издание. М.: Стандартинформ, 2008 – 8 с.
4. ГОСТ 32579.1-2013 Краны грузоподъемные. Принципы формирования расчетных нагрузок и комбинаций нагрузок. Часть 1. Общие положения / Официальное издание. М.: Стандартинформ, 2015 – 17 с.
5. ГОСТ 32579.5-2013 Краны грузоподъемные. Принципы формирования расчетных нагрузок и комбинаций нагрузок. Часть 5. Краны мостового типа / Официальное издание. М.: Стандартинформ, 2015 – 18 с.
6. ГОСТ 33169-2014. Краны грузоподъемные. Металлические конструкции. Подтверждение несущей способности / Официальное издание. М.: Стандартинформ, 2015 – 24 с.
7. ГОСТ 34589-2019. Краны грузоподъемные. Краны мостовые и козловые. Общие технические требования / Официальное издание. М.: Стандартинформ, 2019 – 24 с.
8. ГОСТ 34688-2020. «Краны грузоподъемные. Общие требования к устойчивости. - М.: Стандартинформ, 2022. – 12 с.
9. Елзов Ю.Н. Нелинейная модель сейсмических колебаний грузоподъемных кранов. Диссерт. ... канд. техн. наук. – Волгодонск: ВИНГТУ, 1998. – 290 с.
10. ИСО 6258. Международный стандарт. Атомные электростанции. Антисейсмическое проектирование. Рег.№ ИСО 6258-85. - 61с.
11. Комплект карт общего сейсмического районирования территории Российской Федерации ОСР-2015. М.: ОИФЗ РАН, 2014. – 57 с.
12. Медведев С.В. Таблицы ускорений грунта, прошедших землетрясения интенсивностью 7-8 баллов / Госстрой СССР. М., 1961. Вып. 1. - 70 с.
13. Нормы МАГАТЭ по безопасности. Обращение с радиоактивными отходами атомных электростанций. Серия № 69. - Вена: МАГАТЭ, 1987. - 35 с.
14. НП-031-01. Нормы проектирования сейсмостойких атомных станций / Утв. пост. Госатомнадзора РФ от 19.10.2001, №9. – М.: Ростехнадзор, 2001. – 28 с.

15. НП-043-18. «Федеральные нормы и правила в области использования атомной энергии "Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных машин и механизмов, применяемых на объектах использования атомной энергии". М.: ФБУ «НТЦ ЯРБ», 2018. – 71 с.
16. Панасенко Н.Н. Сейсмостойкие подъемно-транспортные машины атомных станций / Н.Н. Панасенко, С.Г. Божко. - Красноярск: Изд-во Красноярского ун-та, 1987. - 208 с.
17. Пособие по расчету элементов стальных конструкций грузоподъемных кранов (к СТО 24.09-5821-01-93) (Дата актуализации: 01.01.2022). – М.: ВНИИПТМАШ, 1993. – 118 с.
18. Поэтажные акселерограммы и спектры ответов сейсмических колебаний/ ЛОТЭП. Т. 1. Арх. № 56083. Л., 1983. – 165 с.
19. Рассказовский В.Т. Спектральные характеристики сейсмических воздействий / В.Т. Рассказовский, И.Х. Алиев // Сейсмические воздействия на гидротехнические и энергетические сооружения. М.: Наука, 1981. - С. 41-55.
20. РД 22-166-86. Краны башенные строительные. Нормы расчета: утв. ПО Строймаш 24-12-1986 : введ. 01-01-1987. - М.: ОАО НТЦ «Промышленная безопасность», 2005. - 31 с.
21. РД 24.090.83-87. Нормы расчёта пространственных металлоконструкций грузоподъемных кранов атомных станций на эксплуатационные и сейсмические воздействия. // Колл. авт.: Н. Н. Панасенко, В. П. Юзиков, А. И. Левин и др. - М.: Минтяжмаш, 1987. - 264 с.
22. РД НИИКраностроения 05-07. Методические рекомендации. Краны стреловые самоходные. Нормы расчета устойчивости против опрокидывания: утв. ООО НИИКраностроения, 2007. – 30 с.
23. РТМ 108.020.37-81. Оборудование атомных энергетических установок. Расчёт на прочность при сейсмическом воздействии. - Л.: Минэнергомаш (НПО ЦКТИ), 1986. - 36 с.
24. РТМ 24.090.26-77. «Краны грузоподъемные. Основные положения расчета» / Официальное издание. М.: ВНИИПТМАШ, 1977. – 18 с.
25. Синельщиков А. В. Нелинейные динамические модели подъемных сооружений / А.В. Синельщиков, В.А. Наугольнов // Прогрессивная техника и технологии машиностроения: Тез.докл. междунар. науч.-техн. конф. 10-13 сент. 1996г., г. Севастополь. - Донецк: Изд-во ДонГТУ, 1996 - С.294.
26. Синельщиков А.В. Нелинейная модель грунта при сейсмическом анализе системы «грунтовое основание – здание – грузоподъемный кран». Прогрессив. технол. и системы машиностроения. Междунар. сб. науч. трудов: Специал. вып. – Матер. V междунар. науч.-техн. конф. «Машиностроение и техносфера на рубеже XXI века» в г. Севастополе 8-11 сентября 1998 г. в 3-х томах. Т.3 – Донецк: ДонГТУ. Вып.6, 1998. – С. 82-85.
27. СП 14.13330.2018. Актуализированная редакция СНиП II-7-81\*. Строительство в сейсмических районах. - М.: ФГУП Стандартинформ, 2018. – 122 с.
28. СТО 24.09-5821-01-93. Краны грузоподъемные промышленного назначения. Нормы и методы расчёта элементов конструкций. - М.: ВНИИПТМАШ, 1993. – 136 с.
29. СТО 36554501-015-2008. Нагрузки и воздействия. М.: ФГУП "НИЦ "Строительство", 2008 – 49 с.
30. Тяпин А.Г. Реализация «концепции остаточного члена» в расчетах сооружений на сейсмические воздействия модальным и спектральным методами // Сейсмостойкое строительство. Безопасность сооружений. 2014. № 4. С. 32–35.

*Материал поступил  
в редколлегию 20.05.22.*

УДК 621.873:624.042.7

## **НОРМАТИВНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ БАЗА ОБЕСПЕЧЕНИЯ СЕЙСМОСТОЙКОСТИ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ КРАНОВ НА ОБЪЕКТАХ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ АТОМНОЙ ЭНЕРГИИ**

Синельщиков А.В., кандидат технических наук, доцент,

Астраханский государственный  
архитектурно-строительный университет

Панасенко Н.Н., доктор технических наук, профессор,  
Астраханский государственный технический университет

Laex@bk.ru

В работе обобщены нормативные и технические требования, предъявляемые к расчетному обоснованию грузоподъемных кранов, эксплуатирующихся на ОИАЭ с учетом их категории сейсмостойкости и класса ответственности.

Согласно статьи 10 Правил безопасности опасных производственных объектов (ОПО), на которых используются подъемные сооружения (ПС) [34] для предотвращения и/или минимизации последствий аварий, инцидентов на ОПО, с учетом возможной потери жизни и/или здоровья людей должны выполняться общие принципы (требования) промышленной безопасности ПС, среди которых одним из главных требований является соответствие прочности, жёсткости, местной или общей устойчивости, выносливости и уравновешенности. Указанные требования приобретают особую важность для инженерных сооружений с высокой экономической и социальной ответственностью, таких как объекты использования атомной энергии (ОИАЭ).

Одним из первых нормативных документов, обозначивших проблему сейсмостойкости ОИАЭ, является РТМ 108.020.37-81 «Оборудование атомных энергетических установок» [23]. Несмотря на то, что в [23] не упоминаются ПС как специальное оборудование, обеспечивающее транспортно-технологические циклы на ОИАЭ, РТМ ввел в нормативное обращение ряд положений, получивших дальнейшее развитие применительно к ПС.

В частности, новым в вопросах обеспечения сейсмостойкости сооружений с повышенной ответственностью стало:

Расчет на сейсмостойкость является обязательным этапом поверочного расчета оборудования и трубопроводов ОИАЭ. Поверочный

расчет оборудования и трубопроводов на сейсмостойкость должен проводиться с учетом действия эксплуатационных и сейсмических нагрузок.

Расчет на сейсмостойкость необходимо проводить с учетом одновременного сейсмического воздействия во всех учитываемых направлениях – пространственного сейсмического воздействия.

Расчет на сейсмостойкость ОИАЭ проводится статическим, линейно-спектральными методами (ЛСМ), а также методом динамического анализа (МДА). При расчете по МДА необходимо учитывать рассеяние энергии, а в необходимых случаях – нелинейные характеристики системы. Статический метод и ЛСМ следует использовать только для расчета линейно-упругих систем. МДА не имеет ограничений по применению. Значение относительного демпфирования  $\xi$  следует принимать равным 0,02 (2%).

Расчет на сейсмостойкость, в зависимости от ответственности оборудования и трубопроводов (категории сейсмостойкости) проводится на совместное действие нагрузок нормальных условий эксплуатации и на сейсмическое воздействие (СВ), в зависимости от категории, уровня контрольного землетрясения (КЗ) или расчетного землетрясения (РЗ) [17].

В РТМ предложена синтезированная модель сейсмического воздействия СА-482 для анализа сейсмостойкости, используемая при отсутствии необходимых исходных данных.

Нормативным документом, определившим требования сейсмостойкости грузоподъемных кранов (ГК) как составной части транспортно-технологического цикла ОИАЭ, стал РД 24.035.04-89 «Нормы расчета на сейсмостойкость подъемно-транспортного оборудования атомных станций» [24]. При этом требования сейсмостойкости также распространялись и на ГК если здание, в котором размещен кран, должно являться сейсмостойким. В нормах были введены понятия категории сейсмостойкости ГК и требования к методам расчетного обоснования их сейсмостойкости, включая использование ЛСМ и МДА.

Помимо перечисленных нормативных документов в настоящее время действует ряд стандартов, устанавливающих методические требования в части подтверждения сейсмостойкости оборудования и систем ОИАЭ, методы испытаний оборудования по подтверждению сейсмостойкости, вибропрочности, собственных динамических ха-

рактических, а также методы расчетов или экспериментально-расчетных проверок.

Группа нормативных документов ГОСТ 30546 (1998) [4-6] устанавливает классификацию технических изделий, которым относятся ГК, и уровни сейсмических нагрузок, воздействующих как внешние факторы на технические изделия при землетрясениях, в зависимости от интенсивности землетрясений и места размещения изделий. Документы [4-6] устанавливают основные положения, относящиеся к расчету сложных конструкций и расчетно-экспериментальной оценке сейсмостойкости технических изделий на стадиях их разработки и производства.

В частности, [4-6] содержат обобщенные для всех атомных станций требования к изделиям, входящим в системы управления технологическими процессами и системы безопасности атомных станций; особые требования к таким изделиям обусловлены специфическими динамическими характеристиками реакторных и других зданий, в которых размещаются указанные изделия. Требования стандарта пригодны также для изделий, применяемых на объектах, сейсмостойкость которых определяется в индивидуальном порядке.

К ГК применяется ГОСТ 30546.1-98 «Общие требования к машинам, приборам и другим техническим изделиям и методы расчета их сложных конструкций в части сейсмостойкости» [4]. Стандарт распространяется на все виды стационарных и стационарных перевозимых машин, приборов и других технических изделий, а также на ГК и оборудование для них. В ГОСТ 30546.1-98 приведены требования по стойкости изделий к воздействию землетрясений (сейсмостойкости) - уровни сейсмических нагрузок и основные требования к расчетно-экспериментальной оценке сейсмостойкости изделий на стадиях их разработки и производства. В качестве расчетного метода ГОСТ 30546.1-98 [4] предлагает использовать МДА. Согласно [4], выбор расчетных акселерограмм проводят на основе исследований сейсмических колебаний строительных конструкций, в которых устанавливают ГК, или используют синтезированную расчетную акселерограмму, в том числе поэтажную. При оценке прочности в этом случае применяют нелинейные динамические прочностные характеристики конструкционных материалов.

Требования к сейсмостойкости ГК на ОИАЭ, критерии их сейсмостойкости, их дифференциация по степени ответственности, опре-

деление сейсмических воздействий и другие факторы, определяющие порядок и условия проверки и обеспечения сейсмостойкости кранов, регламентируются национальными нормативными документами и обобщающими их рекомендациями МАГАТЭ. Поскольку ОИАЭ являются объектами с высокой ответственностью, при их проектировании, сооружении, эксплуатации и реконструкции в современных нормативных документах предписывается учет значительно больших сейсмических воздействий по сравнению с обычными гражданскими и промышленными объектами [26].

Первые ОИАЭ проектировались в соответствии с нормативными документами, предназначенными для гражданских и обычных промышленных объектов. Кардинальное изменение требований сейсмической безопасности сооружений и грузоподъемного оборудования ОИАЭ произошло после разрушительного Спитакского землетрясения, в феврале и марте 1989 года. В настоящее время в области разработки, проектирования, изготовления, монтажа, эксплуатации, ремонта и продления сроков службы сейсмостойкого подъемного оборудования ОИАЭ действуют три основных нормативных документа - НП-031-01 «Нормы проектирования сейсмостойких атомных станций» [14], ПНАЭ Г-7-002-86 «Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок» [21] и НП-064-17 «Учет внешних воздействий природного и техногенного происхождения на объекты использования атомной энергии» [14].

Эти документы базируются на нормативных правилах и требованиях по безопасности ОИАЭ НП-001-15 [10], а при их разработке широко использован мировой и отечественный опыт и рекомендации МАГАТЭ. Кроме перечисленных, действуют специальные нормативные документы для грузоподъемных кранов – НП-043-18 «Требования к устройству и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов для объектов использования атомной энергии» [15].

Здания, ГК, строительные конструкции и их рельсовые основания, технологическое и электротехническое оборудование кранов, приборы и устройства безопасности, другие системы и элементы кранов ОИАЭ в зависимости от степени их ответственности для обеспечения безопасности при сейсмических воздействиях и работоспособности после прохождения землетрясения должны быть классифицированы на три категории сейсмостойкости [14] с учётом их класса безопасности [11, 20] и согласно требованиям «Общие положения

обеспечения безопасности атомных станций» [11, 20] либо класса ответственности согласно ГОСТ 28609-90 [3] и ГОСТ 30546.1-98 [4].

К I категории сейсмостойкости относятся элементы кранов классов безопасности 1 и 2 согласно [11], системы безопасности и резервирования механизмов кранов; системы нормальной эксплуатации и их элементы, отказ которых при сейсмических воздействиях до контрольного землетрясения (КЗ) по [17] включительно, может привести к выходу радиоактивных веществ в производственные помещения ОИАЭ и окружающую среду в количествах, превышающих значения, установленные действующими ОИАЭ НРБ-99/2009 «Нормы радиационной безопасности» для проектной аварии [15, 16]; здания, ГК и их рельсовые основания, оборудование и их элементы, механическое повреждение которых при сейсмических воздействиях до КЗ включительно путем силового или температурного воздействия на вышеупомянутые элементы и системы может привести к их отказу в работе; прочие системы и элементы, отнесение которых к I категории сейсмостойкости обосновано в проекте подъёмного сооружения и одобрено в установленном порядке.

К I категории также относятся краны, которые во время или после землетрясения являются необходимыми для ликвидации последствий аварий при землетрясениях силой до КЗ включительно. Краны, включённые в I категорию, должны сохранять устойчивость положения в пространстве, удерживать груз на крюке или захватном устройстве, а также не допускать скольжения по подкрановым путям, а грузовых тележек – по подтележечным рельсам пролётных балок. После КЗ краны, отнесённые к I категории сейсмостойкости, должны быть пригодны для возобновления работы.

Ко II категории сейсмостойкости отнесены системы кранов ОИАЭ и их элементы (не вошедшие в I категорию), нарушение работы которых в отдельности или в совокупности с другими системами и элементами может повлечь перерыв транспортно-технологического процесса, а также системы и элементы класса безопасности 3, которые не отнесены к I категории сейсмостойкости. Ко II категории сейсмостойкости относятся краны, обеспечивающие грузопотоки в технологических циклах во время и после землетрясения интенсивностью до расчетного землетрясения (РЗ) включительно. Во время РЗ они должны удовлетворять тем же требованиям, что и краны I категории сейсмостойкости.

К III категории сейсмостойкости отнесены все остальные здания и размещённые в них ГК и их рельсовые основания, конструкции, оборудование и их элементы, не отнесённые к категориям сейсмостойкости I и II.

Элементы одной системы крана могут быть отнесены к разным категориям сейсмостойкости с проведением специальных мероприятий по их разделению (отсечные, резервирующие компоненты механизмов и металлоконструкций и т.п.). Применяемые для разделения элементы и узлы относятся к более высокой категории сейсмостойкости.

Элементы кранов ОИАЭ проектируются таким образом, чтобы отказ элементов низшей категории сейсмостойкости не приводил к отказу в работе или разрушению элементов более высокой категории сейсмостойкости. Элементы кранов ОИАЭ II категории сейсмостойкости должны сохранять работоспособность после прохождения землетрясения интенсивностью до РЗ включительно. В проекте ОИАЭ должна быть предусмотрена проверка работоспособности элементов кранов I и II категорий сейсмостойкости и технические меры по восстановлению их сейсмостойкости после прохождения землетрясений интенсивностью РЗ.

Проектирование элементов кранов ОИАЭ III категории сейсмостойкости выполняют в соответствии с действующими нормативными документами [17], требования которых распространяются на гражданские и общепромышленные объекты.

Расчёты систем и элементов кранов ОИАЭ I категории сейсмостойкости на сейсмическое воздействие (СВ) должны быть выполнены при одновременном учёте сейсмической нагрузки по трём пространственным компонентам. Для зданий и сооружений II категории сейсмостойкости допускается учёт сейсмического воздействия по компонентам отдельно.

Расчёт систем и элементов кранов ОИАЭ I и II категорий сейсмостойкости на сейсмические воздействия следует выполнять в соответствии с НП-043-18 [15], а также другими нормативными документами, устанавливающими требования к расчёту сейсмостойкости и распространяющимися на системы и элементы ОИАЭ [37]. Расчёт кранов ОИАЭ I и II категорий сейсмостойкости должен сопровождаться определением характеристик надёжности с учётом характера СВ.

Динамические нагрузки при нормальных условиях эксплуатации (НУЭ) и нарушениях НУЭ при расчёте кранов ОИАЭ и их элементов на сейсмостойкость допускается не учитывать.

Согласно СП 20.13330 [30] (и его предыдущих редакций) сейсмические нагрузки, наряду с взрывными и ударными, относят к временным особым нагрузкам, то есть, возникающим в исключительных ситуациях, вероятность возникновения которых чрезвычайно мала, но последствия могут быть катастрофическими [31]. Сейсмические нагрузки входят в особые сочетания нагрузок.

Как известно [8, 17, 22], идеализация расчётных сочетаний эксплуатационных нагрузок и сейсмических воздействий является составной частью конечно-элементного моделирования кранов. В условиях землетрясения подъемное сооружение является некоторым фильтром, отбирающим из действующих на него возмущений определенную часть. Это обстоятельство хорошо исследовано, частотная картина нагружения является неотъемлемой частью описания расчётной сейсмической динамической нагрузки, определяемой проектировщиками в рамках ЛСМ.

Кроме того, в условиях землетрясений фильтрация сейсмического воздействия происходит не только по частоте воздействия (резонансные явления), но и по длине сейсмической волны. Как известно [27], одно и тоже СВ на краны с малыми размерами опорного контура в плане и на краны большой протяженности, расположенные на общей фундаментальной плите (корпус здания с крановым оборудованием, атомная электростанция и др.), оказывается существенно разным. Если в первом случае кран будет реагировать на сейсмические волны всех длин, лишь бы частотная картина воздействия была такой, что она попадает в зону чувствительности, определяемую спектром собственных частот крана, то, во втором случае, протяженные сооружения будут реагировать аналогичным образом только на волны, длина которых примерно вдвое превышает размер фундамента в плане – они действуют практически синфазно на протяжении всего сооружения, в то время как СВ более коротких волн может оказаться в противофазе. Так, для протяженных конструкций кранового пути удаётся заметно снизить общий уровень загруженности, если их генеральные размеры подобраны так, что на противоположных сторонах сооружения волновая нагрузка действует в противофазе.

Положительная обратная связь возникает и при учете нагрузок от собственного веса металлоконструкций крана и постоянно находящегося на ней оборудования (в частности, балласта, противовесов и механизмов). Оценку весов балочных и стержневых элементов несущей конструкции выполняют по формуле [28]

$$G_i = \rho k_G L_i A_i g, \tag{2}$$

где  $\rho$  - плотность стали ( $\rho=7800$  кг/м<sup>3</sup>);  $k_G = 1,1^{+1,3}$  - коэффициент, учитывающий массу рёбер, сварных швов, диафрагм, фланцев, накладок, соединительных планок и других деталей, не входящих в расчётное сечение;  $L_i$  и  $A_i$  - длина элемента и площадь его сечения;  $g$  - ускорение свободного падения.

Таблица 2  
Расчётные сочетания нагрузок для расчёта металлических конструкций мостовых (IIb) и порталных (IIд) кранов в режиме движения [28]

Нагрузка	Расчётный случай II	
	Комбинация нагрузок	
	IIb	IIд
Вес элементов крана и тележки	$\gamma_G k_{T2} G_i$	$\gamma_G k_{T2} G_i$
Вес полезного транспортируемого груза	$\gamma_Q k_{T2} G_Q$	$\gamma_Q k_{T2} G_Q$
Угол отклонения канатов от вертикали (с грузом)	-	$\alpha_{a2}$
Силы инерции при работе механизма изменения вылета стрелы	-	-
Силы инерции при работе механизма поворота	-	-
Силы инерции при работе механизмов передвижения крана	$\gamma_F F_{y2}$	$F_{m2}$
Усилие перекоса (др. внешние воздействия)	$\gamma_T T_2$	$\gamma_T T_{d2}$
Ветровая нагрузка	$P_{wb}$	$P_{wd}$

Примечание к таблице 2.  $G_i$  - вес соответствующих элементов;  $G_Q$  - вес груза массой, равной номинальной грузоподъёмности;  $\gamma$  - коэффициенты перегрузок для соответствующих нагрузок;  $k_{T2}$  - коэффициенты толчков при движении крана и тележки соответственно;  $F_x, F_y$  - горизонтальные силы инерции от движения тележки и крана соответственно. Во всех условных обозначениях индексы «1», «2» означают, что соответствующая величина вычисляется по данным I или II расчётных случаев [28].

Вес груза во всех расчётах принимается как  $G_Q = gQ$ , где  $Q$  - номинальная грузоподъёмность крана. Значения коэффициентов надежности по весу груза  $\gamma_Q$  зависят от грузоподъёмности крана и для крюковых кранов выбираются по

табл. 3 [32, 28]. Дополнительно, рекомендации по назначению коэффициентов надежности  $\gamma_Q$  для грейферных и магнитных кранов приведены в работе [32].

Значения коэффициентов надежности по собственному весу крана составляют  $\gamma_G = 1,0 \div 1,2$  (табл. 2). Меньшие значения принимаются для расчёта конструкций типовых кранов, большие – для предварительных расчётов при сейсмическом проектировании кранов оригинальной конструкции и с параметрами, существенно отличающимися от известных аналогов. После компоновки основных узлов крана и уточнения собственного веса в окончательных расчётах значение коэффициента надежности может быть уточнено.

Таблица 3

Грузоподъёмность, т	Значения коэффициента надежности по весу груза $\gamma_Q$ для крюковых кранов				
	Группа режима работы крана по ИСО 4301/1-86				
	A1, A2	A3, A4	A5	A6, A7	A8
До 5	1,15	1,15	1,35	1,50	1,60
5 – 12,5	1,10	1,20	1,25	1,50	1,60
12,5 – 20	1,10	1,15	1,20	1,40	1,50
20 – 50	1,10	1,10	1,15	1,30	1,40

Согласно сведений в табл. 3 становится ясно, что кран, даже оборудованный ограничителем грузоподъёмности [9], не может работать с недопустимым грузом, но несущая конструкция не защищена от перегрузки, характеризующейся коэффициентом  $\gamma_Q$ . Поэтому наличие ограничителя не является достаточным основанием для снижения значений коэффициентов надежности по весу груза. Ограничитель грузоподъёмности также не является защитой от сейсмических динамических нагрузок [36].

К условиям неопределенности при разработке РДМ кранов ОИАЭ следует также отнести и реакции в связях, с помощью которых окружающая среда взаимодействует с ГК, ограничивая свободу его перемещений, как правило, на крановый путь и навязывая крану определенное поведение, которые в этом случае выступают в роли нагрузок [35]. Необходимая в таком случае предосторожность особенно важна при расчётном анализе конструкций кранов ЛСМ теории сейсмостойкости [3, 17], при котором прибегают к линейному модально-

му анализу частот и форм собственных колебаний металлоконструкций кранов.

Аналогичной позиции придерживаются авторы и других работ [2, 8], принимая во внимание, что рассчитываемая конструкция всегда является частью более общей системы, и, выделяя конструкцию крана из окружающей среды, мы либо идеализируем её влияние в форме запрета на некоторые виды перемещений (присоединение системы к «земле»), или же описываем это влияние в форме внешней нагрузки на систему. При использовании такого подхода важно установить влияние деформации рассчитываемой системы на расчётную нагрузку. Иными словами, рассматриваемая конструкция должна быть в некотором смысле несопоставимой по жёсткости с отброшенным окружением. Лишь тогда можно уверенно предполагать, что нагрузку можно рассматривать как независимую от деформаций системы. Таким образом стандартной идеализацией взаимодействия с внешней средой является либо задание некоторых перемещений, после чего должно следовать наложение соответствующих связей, либо задание некоторого нагружения силового характера.

Принято считать, что в оценку надежности и качества расчётов МКЭ значительный вклад вносят неопределенности, наиболее характерной первой из которых являются расчётные сочетания нагрузок и поиск наиболее невыгодного нагружения крана. Так, по рекомендации С.А. Соколова [28] со ссылкой на наиболее консервативную работу [32] по индексу «Ib» и «IId» - разгон или торможение механизмов передвижения крана (МПК), расчётные сочетания нагрузок, в частности на мостовые и порталные краны, являются самыми невыгодными (см. табл. 2). В связи с этим сочетание эксплуатационных нагрузок и сейсмических воздействий для кранов общепромышленного назначения будет зависеть от класса ответственности крана, принятого согласно ГОСТ 28609-90 [3] (табл. 4). При этом для сейсмостойких кранов 1 класса ответственности, согласно технического задания (ТЗ) на проектирование крана, «груз массой, равной номинальной грузоподъёмности» крана  $G_Q$  (см. табл. 2) должен учитываться на 100%. Для сейсмостойких кранов 2 класса  $G_Q$  должен учитываться с коэффициентом распределения нагрузок  $K_P$ , принимаемым согласно ИСО 4301/1-86 [7]: 0,125; 0,25; 0,5 и 1,0 в зависимости от фактических режимов нагружения кранов в условиях эксплуатации. Для сейсмостойких кранов 3 класса, согласно рекомендаций

СНиП II-7-81\* [17], учитывается 30%  $G_e$ . Однако, согласно [28, 32] и др. внешние сейсмические воздействия могут быть отнесены и к III сочетанию нагрузок, для чего существуют ограниченно обоснованные рекомендации, находящиеся в режиме дискуссии. Расчётные обоснования сейсмостойкости кранов ОИАЭ и их элементов, согласно требований статьи 301 НП-043-18 [15], следует проводить для случая транспортирования краном ОИАЭ максимального груза, указанного в его паспорте для НУЭ. Допускается уменьшать расчётную величину груза в случаях, предусмотренных расчётными методиками, одобренными Ростехнадзором.

Таблица 4

Классы ответственности кранов и их элементов [28]

Обозначение класса	Степень ответственности крана или элемента	Наименование крана или элемента
1	Особо высокая	Краны, транспортирующие опасный груз; транспортно-технологические краны металлургического производства; краны атомных энергетических объектов; краны, обслуживающие особо ответственный технологический процесс при отсутствии резервирования. Элементы кранов класса 1: несущая металлоконструкция, механизм подъема груза и передвижения крана и тележки
2	Высокая	Краны, не вошедшие в класс 1. Элементы кранов класса 2: несущая металлоконструкция, механизм подъема груза
3	Нормальная	Элементы кранов класса 2: механизм передвижения кранов и тележки

Расчёт на сейсмостойкость кранов ОИАЭ и их элементов должен выполняться ЛСМ с использованием сейсмических спектров ответа (ССО) и сейсмических коэффициентов динамичности (СКД) или МДА [15]. После прохождения проектного (РЗ) или максимального расчётного землетрясения (КЗ) должно быть проведено полное внеочередное техническое освидетельствование кранов ОИАЭ с целью подтверждения их работоспособности и эксплуатационной надёжности по программе ПБ 10-382-00 [18], ФНП [34] и РД 03-58-2001 [23].

Необходимо отметить, что согласно [23] ГК, использующиеся в технологиях ядерного топливного цикла, проектируются как краны I и II категорий сейсмостойкости, в то время как ПБ 10-382-00 [18] и ФНП [34] не содержит требований по делению кранов по категориям сейсмостойкости, а также классам безопасности (ответственности),

как это принято в ГОСТ 28609-90[3] и НП-016-2005 [11] и уровням риска аварий.

В заключении следует добавить, что разница между силовым и деформационным нагружением особенно резко сказывается при анализе тех последствий, к которым приводит их изменение. В упругих системах кранов эта разница практически не проявляется, но дело существенно меняется при рассмотрении систем в предельных состояниях по ГОСТ 28609-90 [3]. На это обстоятельство не очень часто обращают необходимое внимание, поскольку проектная практика, как правило, привязана к оценке напряжений, что об их неравноправности с деформациями, в тех случаях, когда несправедлив закон Гука, забывают [8].

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Panasenko N.N., Sinelschikov A.V. Basic Principles of Thin-Walled Open Bars Taking into Account Where Influence Shifts of Cross Sections are Concerned. В 2 частях. - 2017 IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 262 012043.
2. Гольденблат И.И. Проблемы «инженерного риска» в теории сейсмостойкости / И.И. Гольденблат, С.В. Поляков // Строительная механика и расчёт сооружений, 1975. № 6. – С. 41 – 44.
3. ГОСТ 28609-90. Краны грузоподъемные. Основные положения расчета (с Поправкой) / Официальное издание. М.: Стандартиформ, 2008 – 8 с.
4. ГОСТ 30546.1-98. Общие требования к машинам, приборам и другим техническим изделиям и методы расчёта сложных конструкций в части сейсмостойкости / Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации, Минск, 1999. – 20 с.
5. ГОСТ 30546.2-98. Испытания на сейсмостойкость машин, приборов и других технических изделий / Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации, Минск, 1999. – 16 с.
6. ГОСТ 30546.3-98. Методы определения сейсмостойкости машин, приборов и других технических изделий, установленных на месте эксплуатации, при их аттестации или сертификации на сейсмическую безопасность / Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации, Минск, 1999. – 24 с.
7. ИСО 4301/1-86. Краны грузоподъемные. Классификация / В кн. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов ПБ 10-382-00. – М.: ПИО ОБТ, 2000. – 266 с.
8. Котельников В.С. Разработка модели землетрясений в расчётном анализе сейсмостойкости подъёмных сооружений / В.С. Котельников, Н.Н. Панасенко, А.В. Синельщиков / Безопасность труда в промышленности. 2007. № 9. – С. 42- 46.
9. МР 1.5.02.05.999.0025-2011. Методические рекомендации. Расчёт и проектирование сейсмостойких атомных станций / М.: ОАО «Концерн Росэнергоатом». – 92 с. (от 17.10.2011 г.)
10. НП-001-15. Общие положения обеспечения безопасности атомных станций / Официальный интернет-портал правовой информации www.pravo.gov.ru, 05.02.2016, N 0001201602050003 – 57 с.
11. НП-016-2005. Общие положения обеспечения безопасности объектов ядерного топливного цикла / Утв. пост. РТН от 02.12.2005, №11. - 25 с.

12. НП-031-01. Нормы проектирования сейсмостойких атомных станций / Утв. пост. Госатомнадзора РФ от 19.10.2001, №9. – М.: Ростехнадзор, 2001. – 28 с.
13. НП-043-18. «Федеральные нормы и правила в области использования атомной энергии "Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных машин и механизмов, применяемых на объектах использования атомной энергии". М.: ФБУ «НТЦ ЯРБ», 2018. – 71 с.
14. НП-064-17. Федеральные нормы и правила в области использования атомной энергии «Учет внешних воздействий природного и техногенного происхождения на объекты использования атомной энергии» / Утв. 30.11.2017 Федеральная служба по экологическому, технологическому и атомному надзору. Официальный интернет-портал правовой информации (www.pravo.gov.ru) (№ 0001201712270048 от 27.12.2017 г. – 70 с.
15. НРБ-99/2009. Нормы радиационной безопасности. СП 2.6.1.2523-2009. – М.: Минздрав РФ, 2009. – 31 с.
16. ОСПОРБ-99/2010. Основные санитарные правила обеспечения радиационной безопасности (с изменениями и дополнениями) / Российская газета, N 210/1 (спец. выпуск), 17.09.2010 – 82 с.
17. Панасенко Н. Н. Расчётное обоснование сейсмостойкости грузоподъёмных кранов / Н. Н. Панасенко, А. В. Синельщиков // Подъёмные сооружения: специальная техника. В 3 ч. Одесса: Ч. 1: 2010. № 10. С. 23–27. Ч. 2: 2010. № 12. С. 19–22. Ч. 3: 2011. № 1. С. 23–26.
18. ПБ-10-382-2000. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъёмных кранов. - М.: Госгортехнадзор РФ, 2000. – 266 с.
19. Перельмутер А.В. Расчётные модели сооружений и возможность их анализа / А.В. Перельмутер, В.И. Сливкер. М.: ДМК Пресс, 2007. – 600 с.
20. ПНАЭ Г-01-011-97. Общие положения обеспечения безопасности атомных станций. – М.: Госатомнадзор РФ, пост. от 14.11.1997 № 9. – 24 с.
21. ПНАЭ Г-7-002-86. Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок. Госатомэнергонадзор СССР. - М.: Энергоатомиздат, 1989. - 525 с.
22. Рассказовский В.Т. Спектральные характеристики сейсмических воздействий / В.Т. Рассказовский, И.Х. Алиев. - В кн.: Сейсмические воздействия на гидротехнические и энергетические сооружения. – М.: Наука, 1981. – С. 41 – 55.
23. РД 03-58-2001. Требования к составу и содержанию информации по обоснованию технической безопасности паровых и водогрейных котлов, сосудов, работающих под давлением, трубопроводов пара и горячей воды, грузоподъёмных кранов объекта использования атомной энергии / М.: Госатомнадзор РФ, приказ от 28.12.2001 № 125. 2002. – 5 с.
24. РД 24.035.04-89 «Нормы расчета на сейсмостойкость подъемно-транспортного оборудования атомных станций» Часть I. М. : Минтяжмаш, 1990. - с. 58
25. РТМ 108.020.37-81. Оборудование атомных энергетических установок. Расчёт на прочность при сейсмическом воздействии. - Л.: Минэнергомаш (НПО ЦКТИ), 1986. - 36 с.
26. Сейсмическая безопасность атомных станций / Ананьев А. Н., Казновский П. С., Казновский С. П., Лебедев В. И., Чеченов Х. Д. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2011.
27. Синельщиков А. В. Динамика и сейсмостойкость мостовых кранов: дис. ... канд. техн. наук / А. В. Синельщиков. Астрахань: АГТУ, 2000. - 276 с.
28. Соколов С.А. Металлические конструкции подъёмно-транспортных машин: учеб. пособие. – СПб.: Политехника, 2005. – 423 с.
29. СП 14.13330.2018. Актуализированная редакция СНиП II-7-81\*. Строительство в сейсмических районах. - М.: ФГУП Стандартинформ, 2018. – 122 с.

30. СП 20.13330.2016. Нагрузки и воздействия. Актуализированная редакция СНиП 2.01.07-85\* (с Изменениями N 1, 2, 3). М., Минрегион, 2016. – 95 с.
31. СП 31-114-2004. Правила проектирования жилых и общественных зданий для строительства в сейсмических районах. – М.: ГП ЦПП. 2005. – 30 с.
32. Справочник по кранам: В 2 т. Т. 1 / В. И. Брауде, М. М. Гохберг, И. Е. Звягин и др.; Под общ. ред. М. М. Гохберга. – Л.: Машиностроение, 1988. – 536 с.
33. СТО 24.09-5821-01-93. Краны грузоподъёмные промышленного назначения. Нормы и методы расчёта элементов конструкций. - М.: ВНИИПТМАШ, 1993. – 136 с.
34. Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности «Правила безопасности опасных производственных объектов, на которых используются подъёмные сооружения» (в ред. от 12.04.2016). – СПб.: Изд-во ДЕАН, 2016. – 160 с.
35. Цейтлин А.И. Об учёте внутреннего трения в нормативных документах по динамическому расчёту сооружений / А.И. Цейтлин // Строительная механика и расчёт сооружений, 1981. № 4. – С. 33 – 38.
36. Цейтлин А.И. Статистические методы расчёта сооружений на групповые динамические воздействия / А.И. Цейтлин, Н.И. Гусева. – М.: Стройиздат, 1979. – 127 с.
37. Юсупов А.К. Вопросы сейсмологии и сейсмозащиты / Махачкала: Изд-во «ЛОТОС», 2006. – 312 с.

*Материал поступил  
в редколлегию 20.05.22.*

УДК 621.87

## ПРИБОРЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ БЕЗОПАСНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ СТРЕЛОВЫХ САМОХОДНЫХ КРАНОВ

Горелова М.В., аспирант,  
Сладкова Л.А., доктор технических наук, профессор  
Российский университет транспорта  
marusalen@mail.ru, rich.cat202@yandex.ru

В статье приведены возможные виды приборов обеспечения безопасной работы стреловых самоходных кранов (ССК) от потери устойчивости при совокупном действии внешних факторов. Анализ используемых датчиков позволил выявить места их расположения на элементах ССК в зависимости от выполняемых функций.

В соответствии с [1] при эксплуатации крановых конструкций должны выполняться следующие требования: грузовые и высотные характеристики технологического процесса должны отвечать паспортным характеристикам, прочность, жесткость, уравновешенность, устойчивость, режимы работы и классификация механизмов должны соответствовать технологическому процессу и находиться в рабочем состоянии. Для этого современные ССК оснащены приборами безопасности: регистраторами, ограничителями грузоподъемности, комплексом датчиков, фиксирующими показания внешних воздействий [1], наличие которых обусловлено правилами работы кранов и фактом обслуживания и эксплуатации кранов операторами и стропальщиками, что приводит к возникновению, так называемого, человеческого фактора [2].

К современным датчикам, входящим в состав системы безопасности относят датчик азимута поворотной платформы, датчик угла наклона поворота стрелы, датчик длины стрелы, датчик усилия, которые считывают информацию о воздействиях. Полученная информация по соединительным кабелям поступает на контроллер.

Преобразование сигнала датчиков в цифровой осуществляется двумя способами:

1) аналоговые сигналы датчиков перед поступлением на контроллер посредством аналого-цифровых преобразователей (АЦП) последовательно преобразуются в цифровые;

2) все датчики имеют собственный АЦП, а передача сигналов осуществляется по цифровым каналам [3].

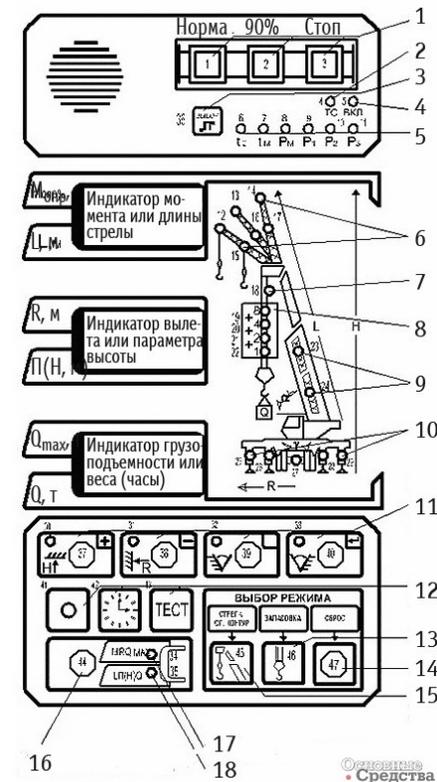


Рис. 1. Лицевая панель прибора безопасности

1 – индикаторы загрузки крана; 2 – индикатор включения подогрева ИЖЦ; 3 – кнопка выбора параметра в режиме НАСТРОЙКА; 4 – индикатор включения питания; 5 – индикаторы настраиваемого параметра и его предельного состояния: температура охлаждающей жидкости, температура масла, давление масла в двигателе, давление в напорных магистралях и магистрали управления; 6 – индикаторы угла наклона составного и одиночного гуська (30°, 15°, 0°); 7 – индикатор срабатывания ограничителя подъема крюка; 8 – индикаторы выбранной запасовки полиспаста; 9 – индикаторы секций гуська в транспортном положении; 10 – индикаторы положения опор: выдвинуты, выдвинуты наполовину, не выдвинуты; 11 – индикаторы и кнопки ввода координатной защиты: «Потолок», «Стена», «Угол левый», «Угол правый» или кнопки: «Увеличить», «Уменьшить», «Резерв», «Ввод в память ОНК в режиме НАСТРОЙКА»; 12 – кнопки «Включение-выключение подсветки», «Вызов текущего времени», «Тест ОНК»; 13 – кнопка установки запасовки полиспаста; 14 – кнопка сброса ОНК; 15 – кнопка установки режима работы стрелового оборудования и положения опор; 16 – кнопка смены параметров, отображаемых на ИЖЦ; 17 – указатель отображения на ИЖЦ параметров  $M$ ,  $R$ ,  $Q_{max}$ ; 18 – указатель отображения на ИЖЦ параметров  $L$ ,  $\Pi(H)$ ,  $Q$

В современных стреловых кранах широкое распространение получили приборы безопасности ОНК-140, ОНК-160, АССС-АОГ-01м+, ОГМ-240. [3, 4]. Элементы указанных приборов безопасности

установлены на корневой секции и кроме АССС-АОГ-01м+ не защищены от воздействий внешней среды. Они контролируют: длину стрелы, угол наклона стрелы, давление, азимут и применяются как модуль защиты от опасного напряжения. Основные преимущества и недостатки датчиков приведены в табл. 1.

Таблица 1

Преимущества и недостатки приборов безопасности (датчиков)

Элемент системы безопасности	Функция	Прибор безопасности			
		ОНК-140	ОНК-160	ОГМ-240	АССС-АОГ-01м+
Датчик длины стрелы	Защита от опрокидывания в результате перегруза	В случае обрыва или схода кабеля с барабана датчик разрушается			Снабжен устройством защиты от обрыва кабеля
Датчик угла наклона стрелы	Защита от опрокидывания в результате перегруза, при проседании опор	Требуется термостатирование, готовности – до 20 мин		Термостатирование не требуется, цифровой выход	
Датчик давления	Защита от опрокидывания в результате перегруза	Тензометрические с термокомпенсацией.		Датчик с цифровым выходом. На полупроводниковых кристаллах; повышенная точность.	
Пульт управления	Информирование оператора о состоянии крановой конструкции во время эксплуатации	ЖКИ-индикатор Параметры конфигурац. расположен на лицевой панели.	ЖКИ-дисплей. Параметры конфигурации индицируются только по вызову.		Светодиодные индикаторы. Параметры конфигурации представлены на лицевой панели.
Регистратор параметров	Регистрация параметров при выполнении операций, хранение в памяти, «черный ящик»	Нет таймера реального времени. При аварийных ситуациях пропуски доходят до 30 с	Оборудован таймером реального времени.		Оборудован таймером реального времени.
		Форматы отчетов не соответствуют РД			Возможность записи на флеш-карту Форматы отчетов соответствуют РД.

Окончание таблицы 1

Элемент системы безопасности	Функция	Прибор безопасности			
		ОНК-140	ОНК-160	ОГМ-240	АССС-АОГ-01м+
Модуль защиты от опасного напряжения	Защита от опасного приближения к высоковольтным ЛЭП				
Датчик азимута	Предотвращение столкновения с другими объектами, «координатная защита»				

Датчики давления ОНК-160 и АССС-АОГ-01м+ имеют ограничения по применению из-за трения в уплотнениях гидроцилиндра приводит к сокращению рабочего вылета при большой длине стрелы. Основным недостатком всех датчиков является их высокая инерционность (на индикаторы выводятся параметры крановой установки и шасси. Время включения в работу при низкой температуре не менее 15...20 мин).

Приборы безопасности ОНК-1 – это одни из первых приборов безопасности, серийное производство и установка которых началась еще в 90-е годы XX столетия. Однако в настоящее время указанные приборы являются устаревшими, и продавцы и производители предлагают модифицированные версии ограничителей грузоподъемности: ОНК-160 и ОГМ-240, которые помимо цифровых выходов имеют возможность интегрирования обратной связи в гидропривод автомобильных для регулирования скорости рабочих органов. Микропроцессорные приборы безопасности АС-АОГ-01м+ могут быть применены на кранах с многосекционными стрелами, имеющими увеличенные статические и динамические деформации [3]. Ограничители грузоподъемности ОГМ-240 наибольшее распространение на стреловых гусеничных кранах, тогда как ОНК-160 и ОНК-140 на стреловых автомобильных кранах.

Среди недостатков указанных приборов выделяют следующее.  
ОНК-140:

- тензометрические датчики с внешней термокомпенсацией имеют погрешность;
- при низкой температуре ЖКИ-индикаторы требуют предварительного прогрева;
- имеются пропуски при регистрации параметров работы;

- неудобный интерфейс.

ОНК-160:

- при низкой температуре ЖКИ-индикаторы требуют предварительного прогрева;

- нестандартный интерфейс передачи цифровых кодов (возможны задержки).

АС-АОГ-01м+:

- индикационный пульт с отсутствием возможности интегрирования нескольких окон.

ОГМ-240:

- при низкой температуре ЖКИ-индикаторы требуют предварительного прогрева.

Применение приборов безопасности способствовало снижению влияния человеческого фактора, так как рассматриваемые приборы позволяют фиксировать ошибки и рекомендуют действия по их устранению.

Выявленные достоинства и недостатки существующих приборов безопасности позволили обнаружить еще одну причину неустойчивой работы крановых конструкций: инерционность срабатывания датчиков.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Приказ об утверждении федеральных норм и правил в области промышленной безопасности «Правила безопасности опасных производственных объектов, на которых используются подъемные сооружения»// - Режим доступа: <https://docs.cntd.ru/document/573275657>-(дата обращения: 01.04.2022).
2. Приборы безопасности автомобильных кранов [Журнал Daraja.ru]// - Режим доступа: <https://daraja.ru/priboryi-bezopasnosti-avtomobilnyih-kranov/>-(дата обращения: 01.04.2022).
3. Приборы безопасности автокранов [журнал Основные Средства]// - Режим доступа: <https://os1.ru/article/4370-pribory-bezopasnosti-avtokranov/>-(дата обращения: 01.04.2022).
4. Каталог приборов безопасности ООО «МАШСЕРВИС»// - Режим доступа: <https://ms-74.ru/Pribory-bezopasnosti/>-(дата обращения 01.04.2022)

*Материал поступил  
в редколлегию 22.03.22.*

УДК 621.878

## **ВЛИЯНИЕ ЛИПКОСТИ ГРУНТА НА ПРОЦЕСС РЕЗАНИЯ ГРУНТА РАБОЧИМИ ОРГАНАМИ КОВШОВОГО ТИПА**

Григорьев П.А., кандидат технических наук, доцент

Научный консультант: Сладкова Л.А.,

доктор технических наук, профессор

Российский университет транспорта

[grigorievpavel1996@yandex.ru](mailto:grigorievpavel1996@yandex.ru), [rich.cat2012@yandex.ru](mailto:rich.cat2012@yandex.ru)

При выполнении различных работ при строительстве объектов инфраструктуры достаточно часто применяются землеройно-транспортные машины с рабочими органами ковшевого типа. Налипание грунта на поверхность рабочих органов машин существенно снижает их производительность. Изучения физики процесса налипания позволит разработать мероприятия по предотвращению данного явления.

При разработке грунта рабочими органами землеройных машин действующие усилия могут иметь случайный характер в связи с неоднородностью состава среды. В общем случае физика процесса резания грунта характеризуется тремя зонами [1-3]: сжатия, сдвига и диспергирования. При перемещении грунта по поверхности рабочего органа, между и грунтом возникают силы поверхностного натяжения, в результате которых создаются адгезионные силы, которые в свою очередь обуславливают процесс налипания [4]. Для землеройно-транспортных машин с рабочими органами ковшевого типа налипание оказывает наибольшее негативное воздействие, тем самым снижая эксплуатационную производительность машины за счет [5]:

- неполной выгрузки,
- увеличения лобового сопротивления при резании (копанию) в результате прилипания влажного грунта к рабочему органу,
- роста сопротивления входа в ковш,
- увеличения простоев машин ввиду необходимости очистки рабочих органов.

Кроме того, возрастают и энергетические потери в связи с увеличением сил трения, а также снижается качество выполняемых работ. Сила трения при копании и планировке составляет 30...70 % от общего сопротивления копанию, а производительность снижается в 1,2 ... 2 раза и более. По результатам исследований авторов [6] были построены планыграммы распределения налипшей породы в ковше, с

помощью которых определялись наиболее подверженные налипанию участки его поверхности (рис. 1.). В результате чего были сделаны следующие выводы:

- налипание породы на ковш начинается после трех-пяти циклов;
- наибольшему налипанию подвержена поверхность оснований зубьев, а также передней стенки ковша независимо от его геометрических размеров;
- максимум оставшейся породы сосредотачивается в центре передней стенки ковша и по линии сопряжения ее с боковыми стенками;
- днище ковша является механически подвижной деталью конструкции и налипанию практически не подвергается;
- незначительное налипание наблюдается на внутренней поверхности задней стенки.

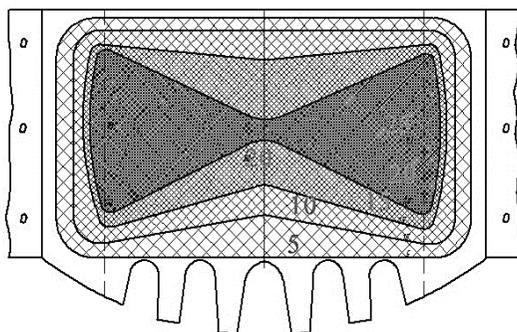


Рис. 1. Планограмма распределения грунта, налипшего на ковш экскаватора с оборудованием прямой лопаты [6]

Технические решения и методы борьбы с налипанием грунта на поверхность рабочих органов землеройных машин можно классифицировать по ряду признаков (табл. 1) [7].

Таблица 1

Классификация способов борьбы с налипанием

№ п/п	Способ борьбы с налипанием	Описание способа	Недостатки
1	Механический	Удар, вибрация, применение скребков, гравитационный	Низкая культура производства, потери времени на очистку ковша, повреждение поверхности ковша
2	Термический	Подогрев	Снижение влажности грунта в зоне контакта
3	Лубрикационный	Применение различных смазывающих покрытий	Непродолжительный рабочий цикл
4	Футеровка	Покрытие поверхности рабочего органа полимерами и другими материалами с низким коэффициентом липкости	Низкий срок службы (частая замена покрытий)
5	Инфракрасный	Использование инфракрасного излучения	Сложность изготовления
6	Комбинированный	Применение пьезокерамических преобразователей на основе явления обратного пьезоэлектрического эффекта, тепловое и вибрационное воздействие	Сложность изготовления
7	Изменение конфигурации поверхности	Использование вредного фактора	Требует изменения конструкции применительно для каждого типа грунта
8	Бионический электроосмос	Изменение физико-механических свойств грунта при воздействии на него статическим электричеством	Отсутствие практической реализации

В настоящее время, не смотря на существенные недостатки данного метода, наибольшее распространение получил механический метод борьбы с налипанием грунтов, в связи с тем, что он представляет собой несложные в изготовлении конструктивные

решения. Для реализации данного метода используются различные способы удаления на основе таких силовых воздействий как: удар, вибрация, механическая очистка скребками, за счет гравитации. При проведении механической очистки возникают значительные потери производительности (до 30%) из-за снижения полезного объема рабочих органов и простоев при их очистке. Применение ударных и вибрационных воздействий может нарушать работоспособность узлов и элементов машины.

На наш взгляд, для снижения липкости грунтов на поверхности рабочих органом необходимо детально изучить физико-химическую природу данного процесса.

Сила сцепления грунта определяется как [8]:

$$C_{\varphi} = C_1 + C_2 + C_3,$$

где  $C_1$  – непосредственное сцепление грунта с рабочим органом;

$C_2$  – сцепление зацепления частиц грунта друг за друга, образующих толщу грунта на поверхности рабочего органа;

$C_3$  – когезионное сцепление частиц грунта, т.е. слипание частиц грунта между собой.

Первая составляющая характеризует адгезионную природу липкости грунта на поверхность рабочих органов, а оставшиеся можно отнести к силам когезии – связи между частицами грунта, которые определяют толщину налипания слоя грунта, образуя когезионную прочность. Сила сцепления грунта обуславливает его липкость, из-за чего на рабочих поверхностях может оставаться слой грунта толщиной до нескольких десятков сантиметров.

Таким образом, можно сделать следующие выводы:

- проблема налипания грунтов на рабочее оборудование является наиболее актуальной для машин с рабочими органами ковшевого типа, так как в связи с этим существенно снижается эксплуатационная производительность;

- для оценки рациональности существующих способов борьбы с налипанием необходимо изучить физико-химическую природу липкость грунта;

- сцепление грунта необходимо рассматриваться с точки зрения его адгезионной и когезионной составляющих.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Баловнев, В. И. Физическое моделирование резания грунтов / В. И. Баловнев. – М.: Машиностроение, 1969. – 159 с.
2. Домбровский, Н. Г. Строительные машины / Н. Г. Домбровский, М. И. Гальперин. – М.: Высш. шк., 1985. – 224 с.
3. Дорожные машины. Ч. 1: Машины для земляных работ (Теория и расчет) / Т. В. Алексеева, К. А. Артемьев, А. А. Бромберг и др. – М.: Машиностроение, 1972 – 504 с.
4. Сладкова, Л. А. Исследование физики процесса резания грунтов рабочими органами землеройных машин с учётом адгезионно-когезионных сил / Л. А. Сладкова, П. А. Григорьев // Строительные и дорожные машины. – 2022. – № 4. – С. 22-26.
5. Заднепровский, Р. П. Рабочие органы землеройных и мелиоративных машин и оборудование для разработки грунтов и материалов повышенной влажности / Р. П. Заднепровский. – М.: Машиностроение, 1992. – 174 с.
6. Зеньков, С. А. Применение пьезокерамических излучателей для борьбы с налипанием грунтов на ковшовые рабочие органы / С. А. Зеньков, Е. В. Курмашев // Труды Братского государственного университета. Серия: Естественные и инженерные науки - развитию регионов Сибири. – 2007. – Т. 2. – С. 170-173.
7. Сладкова, Л. А. Анализ способов борьбы с налипанием грунта на поверхность рабочих органов машин по трудам зарубежных и отечественных учёных / Л. А. Сладкова, П. А. Григорьев // Строительные и дорожные машины. – 2022. – № 12. – С. 3-9.
8. Сладкова, Л. А. Физико-математическая модель налипания грунта на поверхность рабочих органов землеройно-транспортных машин / Л. А. Сладкова, П. А. Григорьев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2022. – № 4. – С. 381-388. – DOI 10.22281/2413-9920-2022-07-04-381-388.

*Материал поступил  
в редколлегию 22.03.22.*

УДК 69.04

## МЕТОДИКА РАСЧЁТА ТАКЕЛАЖНОЙ КОНСТРУКЦИИ

Фомин Н.А., Ильенко А.А.

Научный руководитель: Понитаев А.А.,

кандидат технических наук, доцент

Московский Государственный Технический Университет

им. Н.Э. Баумана

89032721182@mail.ru, ilienko.anton@yandex.ru, a\_ponitaev@mail.ru

Аннотация: рассмотрена методика аналитического расчета такелажной конструкции составного профиля на устойчивость и прочность. Проведено сравнение между расчетом стандартного и составного сечения.

В современном мире металлоконструкции играют значительную роль, как в строительстве, так и в машиностроении.

По своей сути они представляют собой изделия из листового металла и проката. Обычно их изготавливают из стали или алюминиевых сплавов. Детали металлоконструкций (это могут быть трубы, профили, листы железа, балки и т.д.) скрепляют сваркой, а также болтами или заклепками. Промышленные металлоконструкции широко применяются в различных сферах. Резервуары и цистерны, фермы, павильоны и ангары, теле- и радиовышки, подвижные каркасные элементы, порталные системы и многое другое – все это изделия повышенного спроса.

Использование современных марок металлов, а также развитие технологий в металлообработке приводит к существенному снижению себестоимости промышленных металлоконструкций, что способствует их широкому распространению. В связи с этим, требуются методы расчёта конструкций, отличных от классических.

Существует всего одна методика расчёта такелажных систем. Главным минусом которой является наличие таблиц с коэффициентами, а не формул расчёта этих коэффициентов, причём значения коэффициентов чётко привязаны к ограниченному числу (5) типов сечений (Рис. 1) [1]. На практике возникает потребность в использовании иных типов, что обусловлено назначением конструкции.

Их особенностью является пересечение свободной осью соединительных элементов колонны, кроме типов Г и Д. В типе Г — две свободных оси, а в типе Д — две материальных.

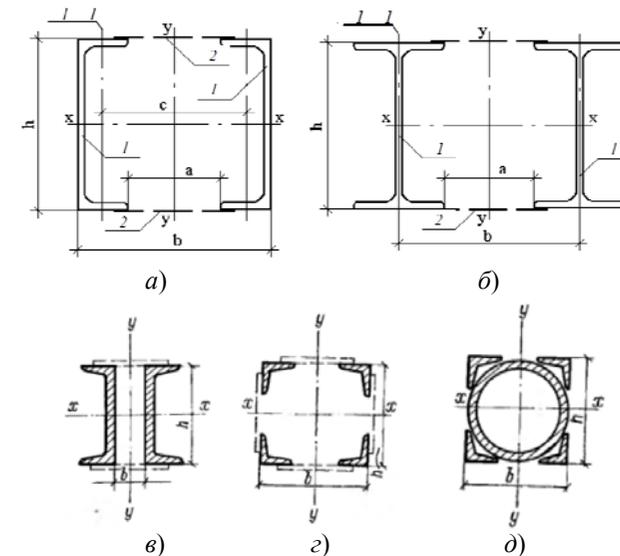


Рис. 1. Типовые сечения

Так же на практике применяют и другие сечения, как, например, в «Sarlift 750» [2] применено составное сечение из двух равнобедренных треугольников (рис. 2).

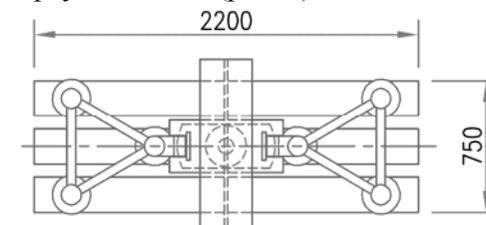


Рис. 2. Сечение колонны «Sarlift 750»

В «Sarlift 2500» [3] применено сечение в виде швеллера, близкого к стандартному типу (рис. 1 в), усиленного поперечными рёбрами жёсткости из листового проката (рис. 3).

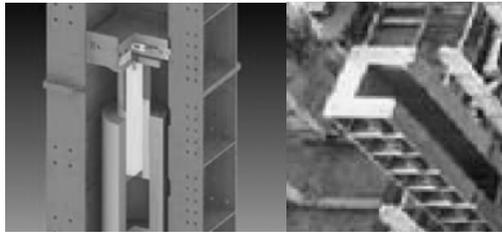


Рис. 3. Сечение колонны «Sarlift 2500»

Существуют и другие типы сечений, применяющиеся в тяжёлом машиностроении.

В общей теории расчёта элементы стоек рассчитываются на продольное сжатие, в том числе и внецентренное. Стойки могут быть как сплошного сечения, так и сквозного [4, 5].

Расчетные схемы стержней сквозного сечения указаны на рис. 4, а расчетные схемы соединительных элементов — на рис. 5.

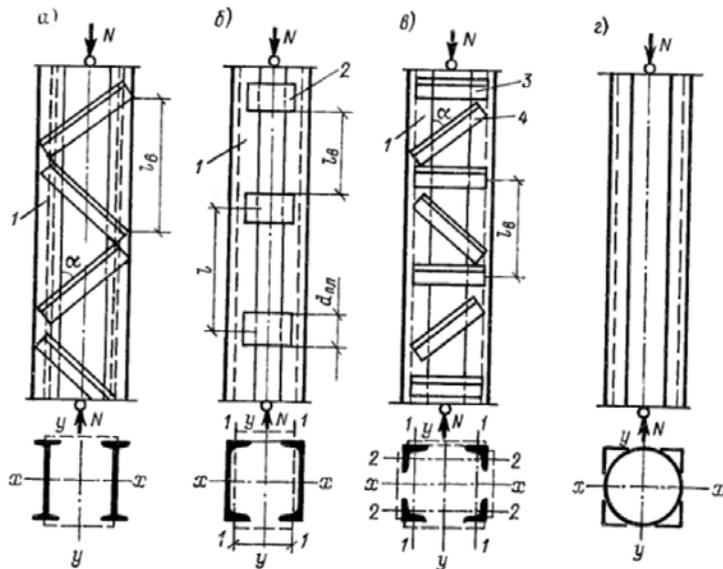


Рис. 4. Расчетные схемы стержней сквозного сечения. 1 — ветвь стержня, 2 — соединительная планка, 3 — стойка решётки, 4 — раскос решётки

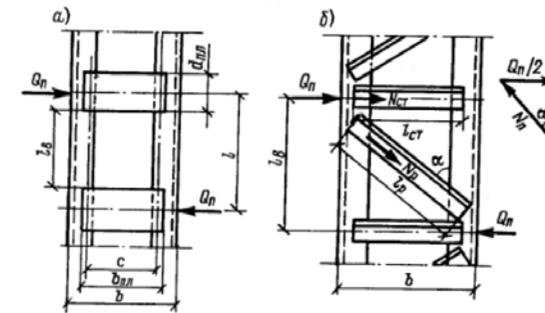


Рис. 5. Расчетные схемы соединительных элементов стержней

Потребность неклассического сечения возникла при создании самовозводящихся конструкций, в частности, порталных систем, требующих обеспечения свободного пространства между двумя ветвями стойки. Это означает, что свободная ось  $y-y$  не пересекает ни планки, ни решётку, за их отсутствием. Сечение осталось сквозным, но приобрело «вывернутый наизнанку» вид (Рис. 6).

Стержни стали ближе к оси, стойки были вынесены вдале как от материальной  $x-x$ , так и от свободной оси ( $y-y$ ), а решётка или планки больше не пересекают свободную ось, а расположены симметрично «снаружи» от стержней (Рис. 6).

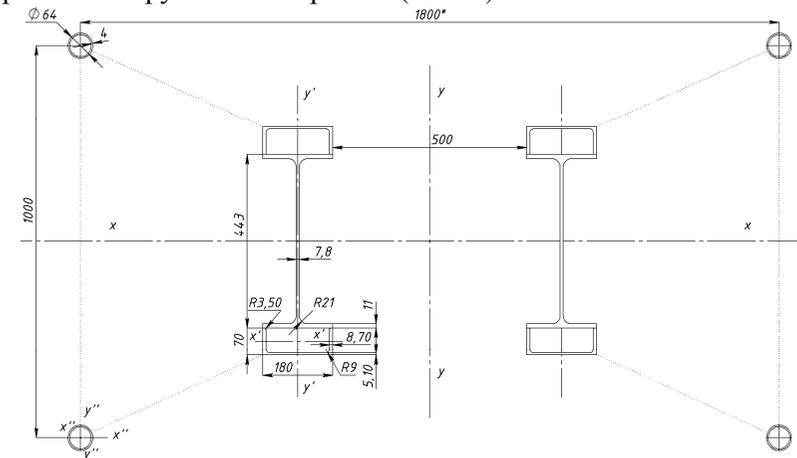


Рис. 6. Пример сквозного сечения с «внешним» расположением стоек и решётки (планок). Составное сечение (двутавр и два швеллера) — стержень, круглое сечение (труба круглого сечения) — стойка, пунктир — решётка (планки)

Поскольку по классической теории рассчитать подобное сечение невозможно, то авторами была предложена измененная методика расчета, основанная на классической. Расчет отталкивается от «вывернутого» сечения.

Определяем суммарное сжимающее усилие  $N$  (кН), действующее вдоль оси стержня, с учётом поднимаемых грузов и такелажных приспособлений, натяжения туг и оттяжек. Нагрузки от масс поднимаемых грузов и такелажных приспособлений умножаем на коэффициенты перегрузки и динамичности, равные 1,1.

Разлагаем суммарное сжимающее усилие  $N$  (кН) на усилие стержня  $N_{осн}$  (80 + 70%) и усилие стойки (20 + 30%)  $N_{ст}$ , по аналогии с распределением нагрузок по стенкам концевой балки мостового крана.

Так как расчёт стойки идентичен расчёту стержня, опишем только расчёт стержня. Для стойки в формулах необходимо поменять индекс «...осн» на «...вт». Так же следует учитывать используемый материал.

Устанавливаем расчётную длину стержня. Задаем начальные значения гибкости стержня относительно материальной  $x-x$  и свободной  $y-y$  осей. По принятой гибкости и расчётной длине определяем требуемый радиус инерции сечения относительно материальной  $x-x$  и свободной  $y-y$  осей:

$$r_{редx} = \frac{l_0}{\lambda_x}, \quad r_{редy} = \frac{l_0}{\lambda_y},$$

где  $l_0$  — расчётная длина стержня,  $\lambda_x$  и  $\lambda_y$  — предварительная гибкость стержня относительно материальной  $x-x$  и свободной  $y-y$  осей, соответственно.

Определяем требуемую площадь поперечного сечения стержня и стойки (см<sup>2</sup>) в отдельности

$$F_{тp,осн} = \frac{N_{осн}}{\varphi * R * \gamma_c},$$

где  $N_{осн}$  — суммарное сжимающее усилие, действующее на стержень,  $\gamma_c$  — коэффициент условий работы материала,  $\varphi$  — коэффициент продольного изгиба стержня при условной гибкости  $\lambda = \lambda_x * \sqrt{\frac{R}{E}}$ ,  $R = \frac{\sigma_c}{\gamma_m}$  — расчётное сопротивление при сжатии,  $\sigma_c$  — предел текучести (каталожная величина),  $\gamma_m$  — коэффициент надёжности по материалу (каталожная величина),  $E$  — модуль упругости первого рода.

Принимаем размеры выбранного профиля по каталогам производителей прокатной стали так, чтобы суммарная площадь сечения стержня  $F_{осн}$  была не менее  $F_{тp,осн}$ .

Определяем расстояние (см) между ветвями стержня исходя из условия собираемости.

Находим моменты инерции стержня  $I_x$  и  $I_y$  (см<sup>4</sup>) и радиусы инерции  $r_x$  и  $r_y$  (см) относительно главных плоскостей в зависимости от выбранного сечения стержня:

$$r_{ф,оснx} = \sqrt{\frac{I_{x,осн}}{A_{ф,осн}}}, \quad \text{и} \quad r_{ф,оснy} = \sqrt{\frac{I_{y,осн}}{A_{ф,осн}}}$$

где  $I_{x,осн}$  и  $I_{y,осн}$  — моменты инерции стержня относительно материальной  $x-x$  и свободной  $y-y$  осей, соответственно,  $A_{ф,осн}$  — площадь выбранного сечения стержня.

Подсчитываем приведённую гибкость стержня относительно материальной  $x-x$  и свободной  $y-y$  осей:

$$\lambda_{нф,оснx} = \lambda_{нф,оснx} * \sqrt{\frac{R}{E}}, \quad \lambda_{нф,оснy} = \lambda_{нф,оснy} * \sqrt{\frac{R}{E}}$$

где  $\lambda_{нф,оснx}$ ,  $\lambda_{нф,оснy}$  — гибкость стержня выбранного сечения относительно материальной  $x-x$  и свободной  $y-y$  осей, соответственно,  $R = \frac{\sigma_c}{\gamma_m}$  — расчётное сопротивление при сжатии,  $\sigma_c$  — предел текучести (каталожная величина),  $\gamma_m$  — коэффициент надёжности по материалу (каталожная величина),  $E$  — модуль упругости первого рода.

По полученной условной гибкости и схеме нагружения находим фактический коэффициент продольного изгиба сечений:

$$\varphi_{нф,оснx} \quad \text{и} \quad \varphi_{нф,оснy}$$

Определяем возникающие в сечениях напряжения сжатия и сравним их с допустимыми:

$$\sigma_{ф,оснx} = \frac{N_{осн}}{\varphi_{нф,оснx} * A_{ф,осн}}, \quad \sigma_{ф,оснy} = \frac{N_{осн}}{\varphi_{нф,оснy} * A_{ф,осн}},$$

где  $N_{осн}$  — суммарное сжимающее усилие, действующее на стержень,  $\varphi_{нф,оснx}$  и  $\varphi_{нф,оснy}$  — фактические коэффициенты продольного изгиба сечений относительно материальной  $x-x$  и свободной  $y-y$  осей, соответственно,  $A_{ф,осн}$  — площадь выбранного сечения стержня.

Проверяем предельную гибкость стержня:

$$[\lambda_{нм}] = 180 - 60 * \alpha$$

или

$$r_x \geq \frac{l_0}{180 - 60 * \alpha}, \quad r_y \geq \frac{l_0}{180 - 60 * \alpha},$$

где  $\alpha_{\text{сжн}} = \frac{N_{\text{сжн}}}{\varphi_{\text{пф,сжн}} \cdot \varphi_{\text{уф,сжн}} \cdot R \cdot \gamma_c}$  — коэффициент,  $N_{\text{сжн}}$  — суммарное сжимающее усилие, действующее на стержень,  $\varphi_{\text{пф,сжн}}$  и  $\varphi_{\text{уф,сжн}}$  — фактические коэффициенты продольного изгиба сечений относительно материальной  $x-x$  и свободной  $y-y$  осей, соответственно,  $A_{\text{ф,сжн}}$  — площадь выбранного сечения стержня,  $R = \frac{\sigma_T}{\gamma_m}$  — расчётное сопротивление при сжатии,  $\sigma_T$  — предел текучести (каталожная величина),  $\gamma_m$  — коэффициент надёжности по материалу (каталожная величина),  $\gamma_c$  — коэффициент условий работы материала.

По полученному сечению проверяем устойчивость стержня относительно оси  $x-x$  и  $y-y$ :

$$\frac{N}{F \cdot \varphi_x} \leq m \cdot R \quad \text{и} \quad \frac{N}{F \cdot \varphi_y} \leq m \cdot R.$$

После определения сечений стержней и стоек подбираем сечения решётки.

Устанавливаем расчётную длину стержней решётки:

$$l_p^B = l_p \cdot \mu.$$

Задаем сечение решётки.

Находим момент инерции сечения решётки  $I_p$  и радиус инерции:

$$\gamma_p = \sqrt{\frac{I_p}{A_p}},$$

где  $I_p$  — момент инерции решётки,  $A_p$  — площадь сечения решётки.

Подсчитываем приведённую гибкость решётки:

$$\bar{\lambda}_p = \lambda_p \cdot \sqrt{\frac{R}{E}}$$

где  $\lambda_p = \frac{l_p^B}{\gamma_p}$ ,  $l_p^B$  — расчётная длина стержня решётки,  $\gamma_p$  — радиус инерции сечения,  $R = \frac{\sigma_T}{\gamma_m}$  — расчётное сопротивление при сжатии,  $\sigma_T$  — предел текучести (каталожная величина),  $\gamma_m$  — коэффициент надёжности по материалу (каталожная величина),  $E$  — модуль упругости первого рода.

По полученному значению приведённой гибкости  $\bar{\lambda}_p$  и по схеме закрепления определяем коэффициент продольного изгиба  $\varphi_p$  (справочная величина).

Определяем условную поперечную силу:

$$Q_p = 7,15 \cdot 10^{-6} \cdot \left( 2330 - \frac{E}{R} \right) \cdot \frac{N_{\text{сжн}}}{\varphi_p}$$

где  $7,15 \cdot 10^{-6}$  и  $2330$  — переводные коэффициенты,  $E$  — модуль упругости первого рода,  $R = \frac{\sigma_T}{\gamma_m}$  — расчётное сопротивление при сжатии,  $\sigma_T$  —

предел текучести (каталожная величина),  $\gamma_m$  — коэффициент надёжности по материалу (каталожная величина),  $N_{\text{сжн}}$  — суммарное сжимающее усилие, действующее на стержень,  $\varphi_p$  — коэффициент продольного изгиба.

Определяем возникающие напряжения в стержнях решётки и сравним с допустимыми:

$$\sigma_p = \frac{Q_p}{\varphi_p \cdot A_p},$$

где  $Q_p$  — условная поперечная сила,  $\varphi_p$  — коэффициент продольного изгиба,  $A_p$  — площадь сечения решётки.

Допустимые напряжения:

$$[\sigma_p] = R \cdot \gamma_c,$$

где  $R = \frac{\sigma_T}{\gamma_m}$  — расчётное сопротивление при сжатии,  $\sigma_T$  — предел текучести (каталожная величина),  $\gamma_m$  — коэффициент надёжности по материалу (каталожная величина),  $\gamma_c$  — коэффициент условий работы материала.

Для практического применения полученные по изложенной методике результаты должны быть, безусловно, проверены методом конечных элементов и испытаны серией экспериментов.

В заключение можно сказать, что при применении стандартных методик конструктор ограничен узким набором решений, однако, такие расчёты позволяют обойтись без большого числа дорогостоящих экспериментов.

Нестандартные методики, в частности, предложенная в данной работе, требуют либо экспериментального подтверждения, либо дополнительного специализированного расчёта методом конечных элементов с одним-двумя экспериментальными образцами. Тем не менее, такой подход позволяет получить грузоподъёмные системы с уникальными характеристиками, что значительно увеличивает спектр решаемых задач.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. В.В. Матвеев, Н.Ф. Крупин. Примеры расчета такелажной оснастки. Ленинград: СТРОЙИЗДАТ, 1987.
2. Техническая листовка «Sarlift 750», 2011.
3. Техническая листовка «Sarlift 2500», 2011.
4. В.В. Матвеев, Н.Ф. Крупин. Примеры расчета такелажной оснастки. Ленинград: СТРОЙИЗДАТ, 1987.
5. А.И. Гаврилова, С.В. Скориков, П.В. Рожков. Учебное пособие: «Металлические конструкции, включая сварку». Ставрополь: СКФУ, 2016.

## ОСОБЕННОСТИ МЕХАНИЗИРОВАННОЙ ЛЕСОЗАГОТОВКИ НА СКЛОНАХ

Химич А.В., аспирант  
Брянский государственный университет  
имени академика И.Г. Петровского  
annahimich14@mail.ru

В статье проанализированы конструкции лесозаготовительных машин, предназначенных для работы на крутых склонах, в болотистой местности. Результаты работы использованы при разработке концепции роботизированной канатной машины для валки леса. Исследование выполнено при финансовой поддержке гранта Президента РФ для государственной поддержки молодых российских ученых-докторов наук №МД-1543.2022.4.

Мобильные транспортно-перегрузочные канатные комплексы нашли широкое применение для перевозки грузов и пассажиров в труднодоступной местности. Они также активно используются для вывоза древесины из труднодоступных районов лесозаготовки [1-12]. Также актуальной задачей является создание машины для лесозаготовки на склонах [13-15].

Лес является одним из важнейших ресурсов для экономики Российской Федерации. Истощение доступных, эксплуатационных лесов в равнинных регионах нашей страны привело к необходимости заготовки древесины в лесах, растущих на крутых склонах гор, сопков, холмов, в местах с наличием заболоченности и топей. Только в Республике Саха (Якутия) насчитывается более 20 млн. га лесозаготовительных территорий с сильно заболоченными участками [14].

Основные площади древостоя произрастают на крутых склонах, соприкасающихся с переувлажненным грунтом и заболоченностями, и в условиях сурового климата. Их протяженность и изрезанность перепадами высот составляет рельеф эксплуатационной территории. Данный аспект обуславливает высокую стоимость заготовки и перевозки древесины, а также необходимость использования специализированных машин, оснащенных дополнительным оборудованием.

В лесозаготовительной практике по перепаду высот принято выделять три основных вида рельефа (рис. 1): длинный склон, склон с

гребнями и раздробленный склон. Каждый вид имеет свои особенности по лесозаготовке и транспортировке. В зависимости от длины и формы склона определяется оптимальное направление трелевки, оптимальное положение дороги и места хранения заготовленной древесины.

При работе на равнинных площадях в нашем регионе наибольшее распространение приобретает машинная заготовка древесины, которая при больших объемах заготовки намного выгоднее механизированной [14]. Канатные трелевочные установки, использовавшиеся несколько десятилетий назад, давно ушли в прошлое и в настоящее время практически не используются при лесозаготовке. В свою очередь, машинная заготовка на склонах также имеет свои сложности, не только технические, но и технологические. Альтернативы, которая бы полностью заменила машинную заготовку на склонах, в настоящее время в России нет.



Рис. 1. Основные виды рельефа при лесозаготовке на склонах:  
а – длинный склон; б – склон с гребнями; в – раздробленный склон

Машинная валка деревьев на склонах может осуществляться как машинами для сортиментной заготовки, так и машинами для хлыстовой заготовки. Трудности при лесозаготовке вызывает не валка, а транспортировка поваленных деревьев, хлыстов, сортиментов на погрузочную площадку.

При сортиментной заготовке леса валка и раскряжевка стволов выполняются харвестером (рис. 2), а последующий вывоз древесины до места перегрузки в сортиментовозы – форвардерами (рис. 3). Рабочий орган харвестера (лесопильная головка) перемещается в пространстве гидравлическим манипулятором. Форвардер с помощью манипулятора с захватом собирает стволы спиленных харвестером деревьев, очищенные от сучьев, веток, корневой части. Его

манипулятор гораздо мощнее, так как предназначен для захватывания до 7 бревен одновременно. Машина не переворачивается из-за большой поднимаемой массы благодаря собственному весу, в зависимости от модели колеблющемуся от 13 до 20 тонн.



Рис. 2. Работа харвестера



Рис. 3. Работа форвандера

Свои особенности имеет эксплуатация лесозаготовительных машин, работающих на склонах. Машинам запрещается заезжать на уклоны, значения которых превышают допустимые значения для эксплуатации определенного типа машины. Данный тип машин должен быть оснащен правильным типом гусениц, а для повышения эффективности работы техники при работе на склонах, с большим уклоном, требуется дополнительно установить специальную лебедку (рис. 4).



Рис. 4. Работа с лебедкой

Лебедка позволяет зацепиться тросом за верх склона, помогает машине перемещаться по склону, стабильно держит машину на уклоне, не дает ей пробуксовывать и позволяет экономить топливо. Длина троса варьируется от 300 до 500 метров в зависимости от протяженности склона.

Машины, работающие без лебедки, оснащены гусеницами и могут работать на склонах с ограниченным углом уклона, как правило лишь до 30°. При этом гусеницы могут проворачиваться, повышенную нагрузку испытывает и трансмиссия. Следствием является износ гусениц и колес, повышенный расход топлива и снижение производительности.

Анализ мировой практики показывает, что актуальной является задача разработки принципиально новых роботизированных машин для лесозаготовки на склонах с использованием канатных систем для позиционирования рабочего органа и вывоза древесины, позволяющих быстро и эффективно с минимальным участием человека выполнить все необходимые технологические операции. Очевидна схожесть показанных машин со стационарными канатными дорогами, однако их подвижность и меньшие размеры приводят к ряду особенностей в характере протекающих рабочих процессов.

Общая схема перспективного комплекса, являющегося объектом исследования, включает несколько размещенных на склоне модулей (машин), между которыми натянута канатная система. По канатной системе перемещаются рабочие органы.

Решаемую научно-техническую проблему можно сформулировать следующим образом. Для проектирования и производства современных конкурентоспособных на мировом рынке машин для лесозаготовки на склонах необходимо на основе глубокого теоретического и экспериментального анализа рабочих процессов создать научные основы их инженерных расчетов и проектирования, основанного на оптимизации ключевых узлов и систем основного технологического оборудования.

Дальнейшие исследования в этой области будут проводиться на базе ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского».

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пат. 2337023 Рос. Федерация: МПК7 В61В 7/00. Мобильная подвесная канатная дорога / Короткий А.А., Хальфин М.Н., Маслов В.Б. и др.; заявитель и патентообладатель ООО «Инженерно-консультационный центр «Мысль» НГТУ. – № 2007102705/11; заявл. 24.01.2007; опубл. 27.10.2008, Бюл. 30.
2. Таричко, В.И. Концепция создания мобильных канатных дорог на базе специальных колесных шасси / В.И. Таричко, И.А. Лагерев // Материалы Всероссийской научно-практической конференции «Инновационное развитие подъемно-транспортной техники». – Брянск: БГТУ, 2019. – С. 84-87.
3. Лагерев, А.В. Оптимальное проектирование линий канатного метро в условиях сильно урбанизированной городской среды / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев // Известия Московского государственного технического университета МАМИ. – 2015. – Т.1. – № 1. – С. 57-65.
4. Лагерев, А.В. Динамико-прочностной анализ гидравлических крано-манипуляторных установок мобильных машин / А.В. Лагерев, А.А. Мильто, И.А. Лагерев. – Брянск: РИО БГУ, 2015. – 186 с.
5. Короткий, А.А. Транспортно-логистические технологии и машины для цифровой урбанизированной среды / А.А. Короткий, А.В. Лагерев, Б.Ч. Месхи, И.А. Лагерев, А.В. Панфилов, В.И. Таричко. – Ростов н/Д: Издательство ДГТУ, 2019. – 268 с.
6. Лагерев, И.А. Создание экспериментального макета мобильной канатной дороги с использованием 3Д-печати / И.А.Лагерев, В.И. Таричко, С.В. Солдатченков, Д.А. Игнатов // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2019. – №2. – С. 34-51.
7. Лагерев, А.В. Обеспечение общей устойчивости базовых колесных станций мобильных канатных дорог / А.В. Лагерев, В.И. Таричко, С.В. Солдатченков // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2019. – №2. – С. 152-169.
8. Лагерев, И.А. Варианты компоновки основного технологического оборудования на базовых шасси мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов и их сравнительный анализ / И.А. Лагерев, А.В. Лагерев, В.И. Таричко // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2022. – №3. – С. 236-250.
9. Лагерев, А.В. Предварительная компоновка основного технологического оборудования самоходной машины мобильной канатной дороги со штанговым механизмом установки и фиксации концевой опоры / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2022. – №4. – С. 336-347.
10. Таричко, В.И. Основные результаты разработки трансмиссии перспективного шасси для размещения мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса [Текст] / В.И. Таричко, Д.И. Перминова // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2022. – №1. – С. 66-72.
11. Таричко, В.И. Моделирование нагруженности рамы базовой станции мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса [Текст] / В.И. Таричко, П.И. Шалупина // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2022. – №2. – С. 166-175.
12. Таричко, В.И. Моделирование нагруженности полуприцепа мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса с размещением мачты на платформе [Текст] / В.И. Таричко, П.И. Шалупина // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2022. – №1. – С. 73-81.
13. Лагерев, И.А. Перспективы развития транспортно-технологических машин для заготовки леса на склонах [Текст] / И.А. Лагерев, А.В. Химич // Сборник материалов III всероссийской научно-практической конференции «Инновационное развитие техники и технологий наземного транспорта». – Екатеринбург: УрФУ, 2022. – С. 64-65.

14. Григорьев, И. Лесозаготовительные машины для работы на склонах / И. Григорьев, О. Куницкая, С. Рудов, В. Каляшов, А. Тамби // Бюллетень ассоциации «Лестех». – 2020. – № 1. – С. 4-9.
15. Лагерев, И.А. Снижение ударной нагрузки, вызываемой люфтом в шарнирных соединениях звеньев крано-манипуляторных установок / И.А. Лагерев, А.А. Мильто, А.В. Лагерев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2015. – № 2. – С. 37-44.

*Материал поступил  
в редколлегию 25.04.22.*

УДК 621.867.61

## СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЙ КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ КАЧЕНИЯ СУХИХ И ВЛАЖНЫХ ОБРАЗЦОВ ДЕРЕВЯННЫХ ПОДДОНОВ ПО МЕТАЛЛИЧЕСКИМ РОЛИКАМ

Хлопков В.П.,

Научный руководитель: Носко А.Л.,  
доктор технических наук, профессор

Московский государственный технический университет

им. Н.Э. Баумана

v.p.khlopkov@mail.ru, dr.nosko@mail.ru

Определен диапазон значений коэффициента трения качения деревянных поддонов по металлическим роликам. Проведена аппроксимация экспериментальных значений коэффициента трения качения и получены зависимости для сухих и влажных образцов.

Поддон – тара, которая с помощью вилочной погрузочной техники, используется для размещения грузов на стеллажи, перегрузки и транспортирования грузов [1]. Поддоны являются одним из основных компонентом логистической инфраструктуры, позволяющей модернизировать и улучшить эффективность погрузочно-разгрузочных работ [2]. Наибольшее применение в РФ получили деревянные поддоны.

Для транспортирования поддонов в составе конвейерных линий используются роликовые конвейеры. В процессе перемещения поддона по роликовому конвейеру имеет место трение между роликами и поддонами, которое приводит к потерям энергии, нагреву элементов приводного механизма, снижению передаваемых усилий, коэффициента полезного действия. По характеру относительного движения различают трение скольжения и трение качения.

Коэффициент трения качения является одним из основных показателей при расчете привода роликового конвейера, так как он позволяет определить значение сопротивления вращению роликов.

Предлагаемая работа является продолжением исследований по определению коэффициента трения качения деревянного образца различной влажности по металлическому ролику [3], в которой были

получены экспериментальные графики изменения коэффициента трения качения в зависимости от количества нагружений образца.

Цель работы – анализ результатов экспериментальных исследований коэффициента трения качения и сравнение с результатами, полученными другими авторами.

При расчете роликовых конвейеров для паллет необходимо учитывать усилия сопротивления, возникающие при качении паллеты по ролику, при этом принято считать, что основной причиной возникновения трения качения является деформация тел в месте их контакта [4, 5].

На рисунке 1 показана расчетная схема качения жесткого тела круглой формы (ролика) по плоской поверхности (поддон).

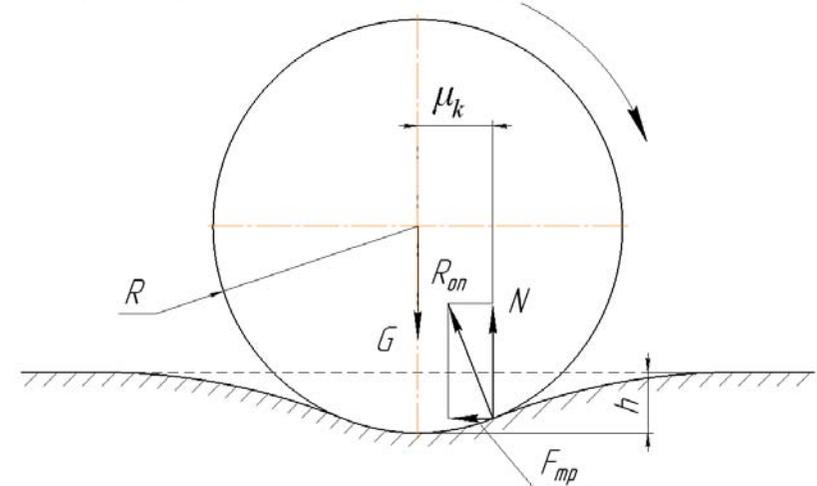


Рис. 1. Расчетная схема качения ролика по плоской поверхности поддона:  $N$  – нормальная реакция опоры;  $\mu_k$  – плечо нормальной силы реакции опоры;  $R$  – радиус ролика;  $G$  – сила тяжести ролика;  $R_{on}$  – реакция опоры;  $F_{тр}$  – сила трения качения;  $h$  – величина углубления ролика в поддон

Поэтому для практических расчетов коэффициента трения качения наиболее широкое применение получила формула Кулона [6]:

$$F_{тр} = \mu \cdot N, \quad (1)$$

где  $\mu$  – коэффициент трения качения.

В этом случае коэффициент  $\mu$  можно представить как отношение нормальной силы  $N$  реакции опоры к силе  $F_{тр}$  трения или как отношение плеча  $\mu_k$  к радиусу  $R$  тела качения:

$$\mu = \frac{M_{\text{к}}}{R} \quad (2)$$

Таким образом, величину плеча  $M_{\text{к}}$  можно считать такой же характеристикой потерь при качении, как и коэффициент трения.

Величина  $M_{\text{к}}$  может определяться по таблицам [7] – [10], в которых это значение постоянно и зависит лишь от выбора пары трения, или по эмпирическим формулам [11] – [13], в которых для расчета необходимы дополнительные данные: диаметр тела качения, нагрузки, прочностные характеристики контактирующих материалов.

В работе [11] для расчета используют формулу

$$M_{\text{к}} = 1,526 \sqrt{\frac{F_i \cdot R_{\text{ц}}}{C}} \quad (3)$$

где  $F_i$  – распределенная нагрузка на ось цилиндра, Н/мм;  $R_{\text{ц}}$  – радиус цилиндра, мм;  $C$  – модуль деформации (упругости) твердых тел при вдавлении инденторов, МПа.

В работе [12] формула для расчета  $M_{\text{к}}$  имеет вид:

$$M_{\text{к}} = 2 \sqrt{\frac{F_i \cdot R_{\text{ц}}}{\pi \cdot C}} \quad (4)$$

В работе [13] значение  $M_{\text{к}}$  для сосны, основному материалу для деревянных поддонов, и металлического ролика находится по зависимости:

$$\begin{aligned} \text{Для сухого дерева: } M_{\text{к}} &= 0,36 + 0,00165D \\ \text{Для влажного дерева: } M_{\text{к}} &= 0,45 + 0,0022D \end{aligned} \quad (5)$$

где  $D$  – диаметр ролика, мм.

В работе [3] был разработан стенд и проведена экспериментальная оценка коэффициента трения качения деревянных поддонов различной влажности по металлическим роликам. В деревянный экспериментальный образец с нагрузкой в 400 Н вдавливался металлический ролик радиусом 30 мм, после чего определялась величина углубления  $h$ , по которым, используя решение задачи о контактном взаимодействии Герца [14] для расчетной схемы на рисунке 1, определялся коэффициент трения качения.

$$\mu_{\text{к}} \approx \sqrt{h \cdot R} \quad (6)$$

В результате экспериментов были получены графики зависимости коэффициента трения качения деревянных образцов различной влажности от количества нагружений образцов (рис. 2).

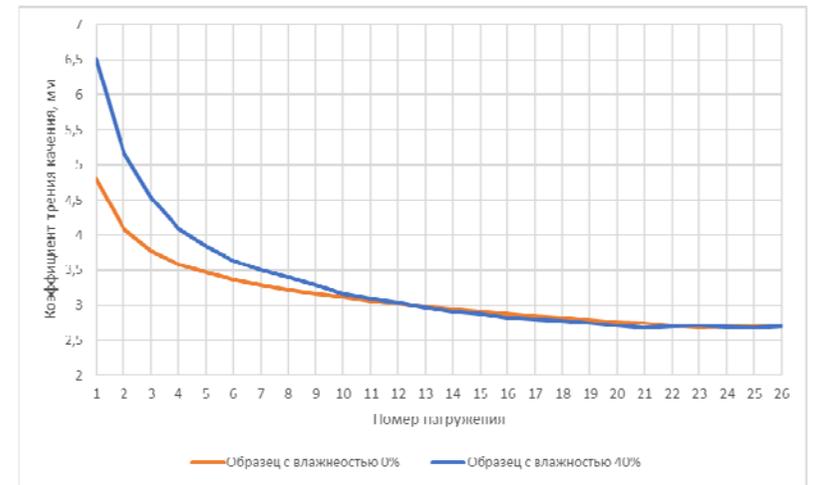


Рис. 2. Зависимость коэффициента трения качения образцов различной влажности от количества нагружений образцов

Анализ полученных результатов показал:

- В сухих и влажных образцах имеет место уменьшение коэффициента трения качения при каждом последующем нагружении. Это можно объяснить локальным уплотнением материала деревянных образцов в месте контакта.
- До 20 последовательных нагружений образцов наблюдается уменьшение коэффициента трения примерно в 1,78 раза для сухих образцов, и в 3,25 раза для влажных.
- После 20-го нагружения коэффициенты трения сухих и влажных образцов не изменяются и становятся равными 2,7 мм.
- Влажные образцы на момент первого нагружения имеют коэффициент трения в 1,38 раза выше, чем у сухих. Это можно объяснить большей податливостью мокрой древесины по сравнению с сухой.

По графикам рисунка 2 получена математическая зависимость коэффициента трения качения  $f$  от количества нагружений  $n$ .

$$\begin{cases} \mu_{\text{к}} = f(n), \text{ при } n \leq 20 \\ \mu_{\text{к}} = 2,7, \text{ при } n > 20 \end{cases} \quad (7)$$

С помощью программы Microsoft Office Excel была проведена аппроксимация экспериментальных значений коэффициента трения

качения и получены следующие степенные зависимости: для сухих образцов  $f(n) = 4,636n^{-0,173}$ , для влажных образцов  $f(n) = 6,2277n^{-0,287}$ .

В таблице 1 представлены значения коэффициента трения качения, полученные в ходе эксперимента [3], а также значения из таблиц [7] – [10] и расчетных формул (3) – (5). В качестве полученной экспериментальной величины использовано значение коэффициента трения качения после 20-ого нагружения равное 2,7 мм. В формулы подставлялись переменные, соответствующие условиям проведенного эксперимента, а именно:

- пара трения сосна-сталь,  $C = 570 \text{ МПа}$ ;
- диаметр ролика составляет  $D = 60 \text{ мм}$ ,  $R_{\text{ш}} = 30 \text{ мм}$ ;
- распределенная нагрузка на доску со стороны ролика

$$F_t = 2,5 \frac{N}{\text{мм}}$$

Таблица 1

Результаты вычисления коэффициента трения качения

Источник	Формула	Значение коэффициента трения качения, мм
Экспериментальная оценка	$\mu_{\text{к}} = \sqrt{R \cdot h}$	2,70
Таблица [7]	–	0,40
Таблица [8]	–	1,50 – 2,50
Таблица [9]	–	5,00 – 6,00
Таблица [10]	–	5,60
Выражение (3) [11]	$\mu_{\text{к}} = 1,526 \sqrt{\frac{F_t \cdot R_{\text{ш}}}{C}}$	0,55
Выражение (4) [12]	$\mu_{\text{к}} = 2 \sqrt{\frac{F_t \cdot R_{\text{ш}}}{\pi \cdot C}}$	0,41
Выражение (5) [13]	$\mu_{\text{к}} = 0,36 + 0,00165D$	0,46

Сравнительный анализ полученных результатов показал, что для пары трения дерево - сталь коэффициента трения качения варьируется в диапазоне от 0,4 до 6,0 мм, т.е. отличается на порядок. Полученное в работе [3] экспериментальное значение коэффициента трения качения равное 2,7 мм находится приблизительно в середине указанного диапазона значений.

Заключение:

1. Проведен сравнительный анализ значений коэффициента трения качения, полученных экспериментально, из таблиц и расчетных формул.
2. Определен диапазон значений коэффициента трения качения деревянных поддонов по металлическим роликам.
3. Проведена аппроксимация экспериментальных значений коэффициента трения качения и получены зависимости для сухих и влажных образцов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ГОСТ ISO 445-2013 Средства пакетирования. Поддоны. Термины и определения. М.: Стандартиформ, 2014. 70 с.
2. ГОСТ 33757-2016 Поддоны плоские деревянные. Технические условия. М.: Стандартиформ, 2019. 23 с.
3. Кулагинские чтения: Техника и технологии производственных процессов. XXI Международная научно-практическая конференция. В 3 ч., Чита, 2022. Хлопков В.П., Носко А.Л., Экспериментальная оценка коэффициента трения качения деревянных поддонов различной влажности по металлическим роликам // Техника и технологии производственных процессов, Чита, 2022 г. – Страницы: 205-212
4. Мышкин Н.К., Петроковец М.И. Трение, смазка, износ. Физические основы и технические приложения трибологии. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2007. – 368 с.
5. Богданович П.Н. Трение, смазка и износ в машинах: учебник / П.Н. Богданович, В.Я. Прушак, С.П. Богданович. – Минск: Тэхналогія, 2011. – 527 с., ил.
6. Полошкин, Н.Г. Основы теории трения, износа и смазки: учеб. пособие / Н.Г. Полошкин; Краснояр. гос. аграр. ун-т. – Красноярск, 2013. – 192 с
7. Ориентировочные коэффициенты трения [Электронный ресурс]: сайт «Основы технологии машиностроения» URL: [http://osntm.ru/kt\\_tren.html](http://osntm.ru/kt_tren.html) (дата обращения: 15.04.2022)
8. Typical values for rolling friction [Электронный ресурс]: сайт Slide Player. URL: <https://slideplayer.com/slide/5780979/> (дата обращения: 15.04.2022)
9. Коэффициенты трения качения [Электронный ресурс]: сайт TehTab.ru. URL: <https://tehtab.ru/Guide/GuidePhysics/Frication/FrictionOfRolling/> (дата обращения: 15.04.2022)
10. Коэффициенты трения покоя и трения качения [Электронный ресурс]: сайт Freza-CHPU. URL: <https://freza-chpu.ru/koeffitsienty-treniya.html> (дата обращения: 15.04.2022)
11. Лагошная Е. А. Влияние сопротивления качению цилиндра на качение без скольжения / Е. А. Лагошная, С. В. Герасименко, Л. Н. Бондаренко // Современные инновационные технологии подготовки инженерных кадров для горной промышленности и транспорта. – 2018. – № 1(5). – С. 127-135.
12. Технология бурения нефтяных и газовых скважин : учебник для студентов вузов. — В 5 т. Т. 1 / под общ. ред. В. П. Овчинникова. — Тюмень : ТюмГНГУ, 2014. — 568 с.
13. Глебов И.Т. Подъемно-транспортные машины отрасли. "Технология деревообработки" по учеб. дисциплине "Подъемно-транспортные машины отрасли" / И.Т. Глебов; Урал. гос. лесотехн. ун-т. - Екатеринбург: УГЛТУ, 2008. - 51 с.: ил. - Библиогр.: с. 50.
14. Попов В.Л. Механика контактного взаимодействия и физика трения. От трибологии до динамики землетрясений. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2013. – 352 с.

15. Сафронов Е.В., Носко А.Л. Экспериментальная оценка нагрузочной способности роликов гравитационных конвейеров для палет // ИЗВЕСТИЯ МГТУ МАМИ. – 2020. – №3 (45). – С 59-64.

*Материал поступил  
в редколлегию 25.05.22.*

*научное издание*

## **ИННОВАЦИОННОЕ РАЗВИТИЕ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНОЙ ТЕХНИКИ**

Материалы  
Всероссийской научно-практической конференции  
26–27 мая 2022 года  
г. Брянск

ISBN 978-5-907627-13-0



Компьютерная верстка и макет *Горохов А.А.*

Подписано в печать 30.07.2022.  
Формат 60x84 1/16, Бумага офисная.  
Уч.-изд. л. 12,4 Усл. печ. л. 11,3 Тираж 500 экз. Заказ № 1564

Отпечатано в типографии  
Закрытое акционерное общество «Университетская книга»  
305018, г. Курск, ул. Монтажников, д.12  
ИНН 4632047762 ОГРН 1044637037829 дата регистрации 23.11.2004 г.  
Телефон +7-910-730-82-83 [www.nauka46.ru](http://www.nauka46.ru)